

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Е.М. ЮДИН



ЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

МАШИНОСТРОЕНИЕ • 1964

Е М ЮДИН

ШЕСТЕРЕННЫЕ
НАСОСЫ
ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
И ИХ РАСЧЕТ

Издание 2-е, переработанное и дополненное

ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1964

В книге изложены методы гидравлического и прочностного расчета шестеренного насоса.

Во втором издании книги более полно освещены вопросы теории эвольвентного зацепления и включены дополнительные главы: теория гидравлического двигателя, теория насоса с некруглыми колесами, дополнительные расчеты авиационных насосов (расчет рессоры, расчет корпуса и др.).

Книга предназначена для инженеров и техников, занимающихся проектированием, изготовлением и эксплуатацией шестеренных насосов.

Рецензент канд. техн. наук А. В. Форафонов

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основными агрегатами, лимитирующими надежность и ресурс гидравлических систем, являются насосы и двигатели.

Требования, предъявляемые к насосам и двигателям гидравлических систем, сводятся к обеспечению заданных давления и производительности при минимальном весе и габаритах, максимального к. п. д., минимальной трудоемкости изготовления, простоты обслуживания, надежности работы в эксплуатационных условиях, большого ресурса.

Больше всего этим требованиям удовлетворяют шестеренные насосы, имеющие бесспорные преимущества по сравнению с другими типами насосов по своей простоте, весовым характеристикам, дешевизне и надежности. Благодаря перечисленным преимуществам шестеренные насосы нашли широкое применение в различных отраслях народного хозяйства.

На летательных аппаратах шестеренные насосы применяются в гидравлических системах управления самолетом и в качестве масляных и топливных насосов двигателей.

Ниже следует краткое описание содержания книги, причем в каждой главе отмечено, по каким разделам содержание книги значительно переработано и дополнено в настоящем втором издании.

В первой главе кратко освещены теория эвольвентного зацепления, приведены основные параметры зубчатого зацепления, способы коррекции зацепления, типы передач, в особенности широко применяемая в насосах положительная передача, коэффициенты, характеризующие качество передачи. Эти материалы включены впервые во второе издание.

Вторая глава освещает некоторые вопросы теории шестеренного насоса. В ней даны выводы формул и методы расчета:

а) теоретической производительности различных типов шестеренных насосов, причем второе издание книги дополнено косозубой передачей;

б) пульсации потока жидкости;

в) величины защемленного объема и закона его применения;

г) потерь в шестеренных насосах, к. п. д. насоса (объемного, механического и общего);

д) кавитационного запаса насоса;

е) величины крутящего момента на приводном валу насоса;
ж) гидравлических сил, действующих на ведомую шестерню и реактивный опор;

з) нагрева рабочей жидкости при больших ее перепадах в линию всасывания.

Материалы по пп. б, в, г, е, з приводятся во втором издании впервые.

В гл. III приводится обоснование некоторых конструктивных мер для улучшения качественных показателей работы насоса.

В ней приведены методы устранения вредного влияния запыляемой во впадинах зубьев жидкости, методы повышения объемного к. п. д. за счет гидравлической компенсации торцовых зазоров, причем приводится вывод формул для определения площади поджатия и координат ее центра тяжести. Второе издание дополнено специальными разделами, освещающими метод расчета так называемого «следящего поджима», вопросы повышения кавитационного запаса и износостойчивости качающего узла насоса.

Гл. IV «Проектирование и расчет шестеренного насоса» содержит новый раздел, посвященный обоснованию выбора системы корригирования профиля зуба. В ней приводятся формулы для расчета параметров шестерен, корригированных по предлагаемой системе, и номограммы с пояснениями для выбора параметров насоса. В этой главе указаны методы расчета подшипников качения и скольжения, даны методы расчета рессоры на усталостную прочность в более общем виде, чем это приводилось в первом издании, а также ведомой шестерни, корпуса и др.

Материалы гл. V и VI впервые освещаются в этом издании. Гл. V посвящена вопросу теории шестеренного гидравлического двигателя, гл. VI — теории насоса, состоящего из некруглых колес эвольвентного профиля. Гл. VII, освещающая некоторые экспериментальные данные, дополнена во втором издании разделом, касающимся шестеренных гидромоторов, и некоторыми другими данными. В ней даны примеры расчетов насосов, причем в дополнение к материалам первого издания приводится примерный расчет гидравлического двигателя с некруглыми колесами.

Во втором издании уточнены формулы для определения теоретической производительности насоса (второй вариант), размеров разгрузочных канавок, величины площади поджатия и смещения координат ее центра тяжести при гидравлической компенсации торцовых зазоров.

В гл. VII автором использованы материалы завода им. Буденного.

Автор выражает глубокую благодарность инженерам Тарасову П. Н. и Избицкому Э. И., а также рецензенту канд. техн. наук Форафонову А. В., сделавшим ряд весьма ценных указаний, которыми при подготовке рукописи к печати были автором учтены.

Замечания и пожелания по книге автор просит направлять в адрес издательства.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- m —модуль в мм;
- z —число зубьев шестерни;
- n —число оборотов ротора насоса в об/мин;
- A_0 —теоретическое расстояние между осями в мм;
- A_d —действительное расстояние между осями в мм;
- d, r —диаметр и радиус начальной окружности в мм;
- D_e, r_e —диаметр и радиус окружности головок в мм;
- D_i, r_i —диаметр и радиус окружности впадин в мм;
- d_o, r_o —диаметр и радиус основной окружности в мм;
- t_o —основной шаг в мм;
- t —шаг по начальной окружности в мм;
- α —угол зацепления передачи в град°;
- α_o —угол зацепления основной рейки в град°;
- b —ширина зуба в мм;
- φ —центральный угол, соответствующий дуге начальной окружности, в град°;
- γ_e —угол радиуса-вектора эвольвенты в вершине зуба в град°;
- s —толщина зуба по хорде начальной окружности в мм;
- s_e —толщина зуба по окружности головок в мм;
- φ_e —центральный угол, соответствующий дуге по окружности головок, в град°;
- h —высота головки зуба в мм;
- H —высота зуба полная в мм;
- Δs —боковой зазор по начальной окружности в мм;
- M —размер блочной скобы в мм;
- S_z —площадь зуба в мм²;
- S_w —площадь впадин в мм²;
- l —длина рабочего участка линии зацепления в мм;
- c —расстояние от оси до разгрузочной канавки в мм;
- u —глубина разгрузочной канавки в мм;
- a —высота скоса на зубе ведомой шестерни в мм;
- S_n —площадь поджатия подпятника в мм²;
- S_x —площадь поджатия при «следающем» поджиме в мм²;
- r_x —минимальный радиус поджатия при «следающем» поджиме в мм;
- r_2 —минимальный радиус контакта торца шестерни в мм;
- ϵ —степень перекрытия;
- k —коэффициент, зависящий от степени перекрытия;
- k_p —то же, для насоса с разными шестернями;

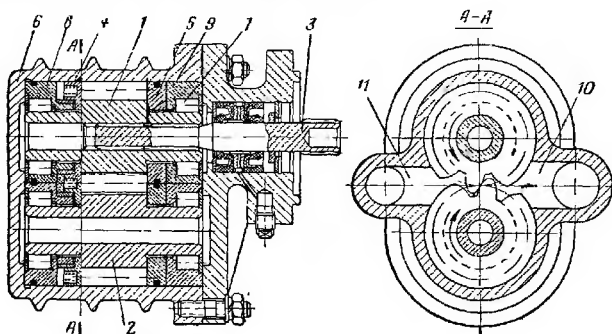
- $k_{\text{вн}}$ — то же, для насоса с внутренним зацеплением;
 $k_{\text{кос}}$ — то же, для насоса с косозубыми шестернями;
 ϵ_s — степень перекрытия в торцовом сечении;
 λ — коэффициент скольжения;
 ξ — коэффициент профильного смещения;
 ϵ_b — коэффициент воспринимаемого смещения;
 ϵ_y — коэффициент уравнительного смещения;
 χ_n — коэффициент высоты зуба исходного контура;
 f — коэффициент высоты головки зуба шестерин;
 χ_c — коэффициент радиального зазора;
 Q_t — теоретическая производительность в л/мин;
 Q_d — действительная производительность в л/мин;
 q' — удельная производительность в см^3 на оборот и на 1 мм ширины зуба;
 q_T — производительность насоса за 1 оборот в см^3 ;
 q — производительность пары зубьев в см^3 ;
 q_b — объем, вытесняемый через разгрузочную канавку, в см^3 ;
 σ_1 — пульсация расхода в %;
 $P_{\text{нагн}}$ — давление нагнетания в кг/см^2 ;
 $P_{\text{ос}}$ — давление всасывания в кг/см^2 ;
 $P = P_{\text{нагн}} - P_{\text{ос}}$ — избыточное давление нагнетания в кг/см^2 ;
 P_F — сила давления жидкости в кг ;
 N — сила нормального давления на зуб в кг ;
 R — суммарная сила давления на зуб в кг ;
 σ_b — предел прочности в кг/см^2 ;
 σ_s — предел текучести в кг/см^2 ;
 σ_{-1} — предел усталости при симметричном цикле в кг/см^2 ;
 σ_0 — предел усталости при одностороннем цикле в кг/см^2 ;
 r_u — коэффициент асимметрии цикла;
 J_P — полярный момент инерции в см^4 ;
 J — осевой момент инерции в см^4 ;
 w_n — момент сопротивления изгибу в см^3 ;
 w_k — момент сопротивления кручению в см^3 ;
 n_T — запас прочности на кручение;
 E — модуль упругости первого рода в кг/см^2 ;
 G — модуль упругости второго рода в кг/см^2 ;
 e — отношение разности полуосей центроиды к их сумме;
 S_u — площадь, ограниченная центроидой, в мм^2 ;
 s_{a1} — длина дуги центроиды в мм;
 s_u — полная длина центроиды в мм;
 ν — коэффициент кинематической вязкости в $\text{см}^2/\text{сек}$;
 γ — удельный вес в кг/см^3 ;
 g — ускорение силы тяжести в см/сек^2 ;
 γ_w — объемный к. п. д.;
 γ_m — механический к. п. д.;
 η — общий к. п. д.;
 M_n — часть крутящего момента на приводном валу насоса, не зависящая от величины перепада давления, а зависящая только от числа оборотов

ВВЕДЕНИЕ

Принцип работы и область применения шестеренного насоса

Из шестеренных насосов наибольшее распространение получили насосы, состоящие из пары шестерен с внешним зацеплением и с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля.

Принцип работы шестеренного насоса рассматривается по конструктивной схеме, приведенной на фиг. 1.



Фиг. 1. Конструктивная схема шестеренного насоса.

При вращении шестерен область всасывания создается там, где зубья выходят из зацепления, а область нагнетания там, где они входят в зацепление.

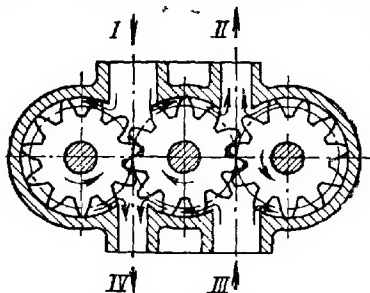
При указанном на фиг. 1 направлении вращения шестерен жидкость, заключенная в объемах, образованных впадинами зубьев и плотно охватываемыми их расточками корпуса, переносится из полости всасывания 10 в полость нагнетания 11.

Ведущая шестерня 1 насоса приводится во вращение рессорой 3, связанной с ведущей шестерней и с приводом при помощи шлицевых соединений. Цапфы ведущей шестерни опираются на ролики 7 с сепаратором, расположенные в обоймах 8 и 9. Ведомая шестерня 2 свободно вращается в роликоподшипниках.

В корпусе насоса 6 выполнены полости всасывания 10 и нагнетания 11. Расположенные с одной стороны шестерен подвижные (плавающие) подпятники 4 поджимаются к торцам шестерен (силой давления жидкости, подводимой с линии нагнетания, и небольшой силой пружин. Эти силы прижимают другой торец шестерни к неподвижной обойме 5. Помимо приведенного типа насоса, приме-

няются также следующие конструктивные схемы:

- а) с внутренним зацеплением;
- б) со спиральными зубьями;
- в) с шевронными зубьями;
- г) двух- и трехвинтовые;
- д) двузубые или барабанные;
- е) двух- и трехступенчатые;
- ж) комбинированные центробежно-шестеренные и др.



Фиг. 2. Схема трехшестеренного насоса

В дальнейшем будет рассматриваться главным образом основной тип шестеренного насоса.

Большой практический интерес представляет насос, выполненный по схеме трехшестеренного насоса, в котором средняя шестерня является приводной (фиг. 2); при вращении ее в направлении, указанном стрелкой, жидкость будет засасываться из каналов I и III и нагнетаться через каналы II и IV. Теоретическая производительность такого насоса в два раза больше производительности насоса, состоящего из двух шестерен тех же размеров. Действительная производительность насоса этого типа из-за увеличения утечек и снижения объемного к. п. д. будет несколько ниже удвоенной производительности насоса, выполненного по обычной схеме.

В станкостроении, где шестеренные насосы широко распространены в гидропередачах сверлильно-расточных, фрезерных, токарных и шлифовальных станков, рабочее давление в них, как правило, не превышает 30 кг/см^2 и лишь в некоторых типах станков применяются насосы высокого давления до 70 кг/см^2 .

В настоящее время в сельскохозяйственном машиностроении и в авиации получили широкое применение насосы основного типа с давлением нагнетания порядка 100 кг/см^2 и выше. Отдельные конструкции насосов удовлетворительно работают при давлении масла свыше 300 кг/см^2 .

Авиационная промышленность выпускает серийные насосы основного типа производительностью около 400 л/мин , а также опытные образцы производительностью 600 л/мин и выше. Рабочей жидкостью в этих насосах является керосин.

Глава I

ТЕОРИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

§ 1. СВОЙСТВА ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ

Эвольвентная функция угла

Эвольвентой или разверткой окружности называется плоская кривая, описываемая любой точкой прямой, перекатывающейся без скольжения по окружности.

Развертываемую окружность будем в дальнейшем называть основной окружностью. Радиус ее обозначим через r_0 .

Касательная к основной окружности является нормалью эвольвенты, а точка касания — ее центром кривизны. Радиус кривизны эвольвенты, как известно из способа построения этой кривой, равен длине касательной.

Рассмотрим основные положения, облегчающие определение геометрических параметров зацепления, и выведем формулы для определения элементов профиля зуба.

Введем понятие об эвольвентной функции угла — разности между тангенсом угла α и величиной его в радианах.

Эта функция называется инволютой угла и выражается следующей зависимостью:

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha.$$

Значения инволют для различных углов приведены в приложении 1.

Известно, что если из произвольной точки эвольвенты A (фиг. 3) провести радиус-вектор AO , соединяющий эту точку с центром развертываемой окружности, касательную AB к основной (развертываемой) окружности и радиус OB в точку касания и обозначить угол между этими радиусами через ψ , то угол $COA = \beta$ между радиусом-вектором AO и радиусом, проведенным в точку C начала эвольвенты, равен инволюте угла ψ , т. е. $\beta = \text{inv } \psi$.

Действительно, по условиям определения эвольвенты длина дуги CB равна катету AB , величина которого определяется из треугольника OAB :

$$\text{с } CB = AB = r_0 \text{tg } \psi.$$

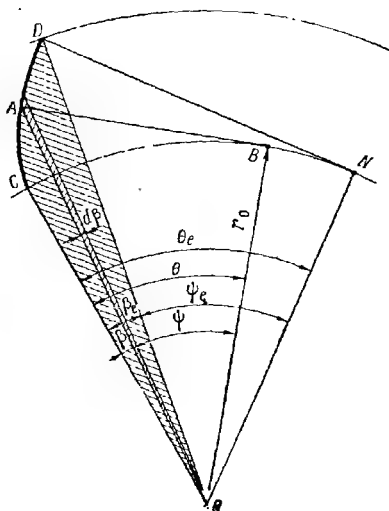
Следовательно,

$$\theta = \frac{r_0 \operatorname{tg} \psi}{r_0} = \operatorname{tg} \psi = \beta + \psi,$$

а

$$\beta + \psi = \operatorname{tg} \psi; \quad \beta = \operatorname{tg} \psi - \psi = \operatorname{inv} \psi.$$

(1)



Фиг. 3. К выводу свойств эвольвенты.

Определение площадей, ограниченных эвольвентными кривыми

Обозначим через S_1 площадь, ограниченную эвольвентой CAD и двумя радиусами-векторами OC и OD , проведенными из начальной и конечной точек эвольвенты (см. фиг. 3). Для определения площади S_1 выделим элементарную площадку с углом $d\beta$. Обозначив радиус-вектор OA через ϱ , получим

$$dS = \frac{1}{2} \varrho^2 d\beta.$$

После интегрирования получим

$$S_1 = \frac{1}{2} \int_0^{\beta} \varrho^2 d\beta.$$

Так как

$$\varrho^2 = r_0^2 (1 + \theta^2), \quad (2)$$

$$\psi = \operatorname{inv} \phi = \theta - \arctg \theta$$

и

$$d\psi = \frac{\theta^2}{1 + \theta^2} d\theta, \quad (3)$$

то, используя значения ϱ^2 и $d\psi$ из уравнений (3) и (2), получим

$$S_1 = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_e} r_0^2 (1 + \theta^2) \frac{\theta^2}{1 + \theta^2} d\theta = \frac{r_0^2}{2} \int_0^{\theta_e} \theta^2 d\theta.$$

Откуда

$$S_1 = \frac{r_0^2 \theta_e^3}{6}. \quad (4)$$

Докажем, что формулу (4) можно применять также для определения площади S_4 , ограниченной эвольвентой CAD , касательной, проведенной из конечной точки D эвольвенты к основной окружности, и дугой этой окружности между начальной точкой эвольвенты C и точкой касания N (1-е свойство эвольвенты):

$$S_4 = \frac{r_0^2 \theta_e^3}{6}.$$

Определенную выше площадь S_1 (см. фиг. 3) можно получить как разность двух площадей: $S_2 = S_{OCADNO}$, т. е. площади, ограниченной эвольвентой, двумя радиусами OC и ON и касательной DN , и площади $S_3 = S_{ODN}$.

Искомая площадь $S_4 = S_{CADNOC}$ также является разностью между площадью S_2 и площадью сектора $S_5 = S_{OCBN}$.

Следовательно:

$$S_1 = S_2 - S_3;$$

$$S_4 = S_2 - S_5.$$

Но

$$S_3 = \frac{1}{2} ON \cdot ND.$$

Так как

$$ON = r_0,$$

$$ND = \sphericalangle CBN = r_0 \theta_e,$$

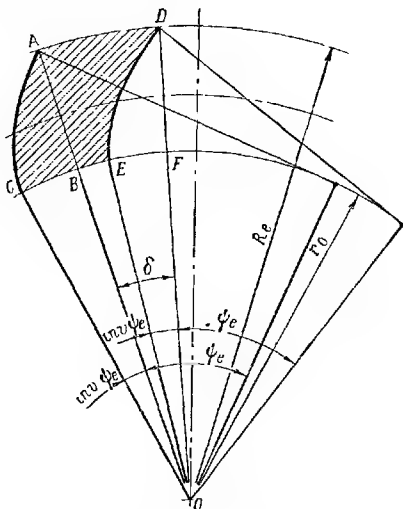
то

$$S_3 = \frac{r_0^2 \theta_e}{2}.$$

Площадь сектора $S_5 \rightarrow S_3$ равна той же величине поэтому

$$S_4 = S_1 = \frac{r_o^2 \theta_p^3}{6}. \quad (5)$$

Эта формула широко используется как при определении теоретической производительности насоса, так и при подсчете геометрических параметров шестерен.



Фиг. 4. К определению площадей, ограниченных эвольвентными кривыми.

При выводе формулы для определения теоретической производительности шестеренного насоса используется еще одна формула, определяющая площадь, ограниченную двумя эвольвентами CA и ED , дугой основной окружности, описанной радиусом основной окружности r_o между началом этих эвольвент и дугой окружности, описанной радиусом окружности R_e головок (см. заштрихованную площадь на фиг. 4).

Обозначим эту площадь через S_7 и докажем, что она равна площади S_6 , ограниченной той же дугой AD , проведенными из точек A и D радиусами и отсекаемой ими на основной окружности дугой BF , т. е. части площади сектора OAD , заключенной между

основной и внешней окружностями (2-е свойство эвольвенты). Кроме того, обозначим

$$S_8 = S_{ABC}; \quad S_9 = S_{ADEB};$$

$$S_{10} = S_{DEF}.$$

Тогда

$$S_7 = S_8 + S_9;$$

$$S_6 = S_9 + S_{10};$$

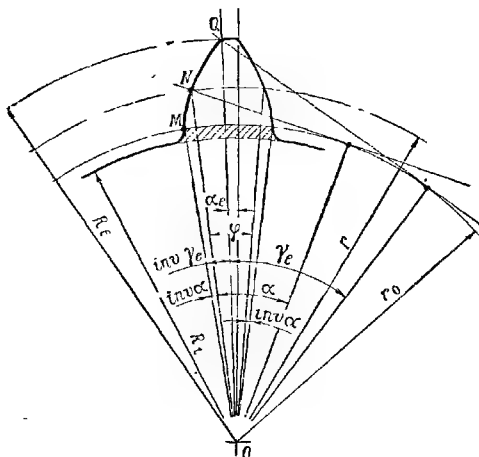
$$\begin{aligned} S_8 = S_{10} &= \frac{r_o^2(\psi_e + \text{inv } \psi_e)^3}{6} - \frac{r_o^2 \text{inv } \psi_e}{2} \\ &= \frac{r_o^2}{2} \left[\frac{(\psi_e + \text{inv } \psi_e)^3}{3} - \text{inv } \psi_e \right]. \end{aligned}$$

Следовательно:

$$S_7 - S_6 = \frac{\delta}{2} (R_e^2 - r_o^2). \quad (6)$$

Определение площадей зуба и впадины

Согласно формуле (1) угол между радиусом-вектором ON (фиг. 5), проведенным в точку N эвольвенты, расположенную на



Фиг. 5. К определению площади зуба.

начальной окружности, и радиусом OM , проведенным в начальную точку M эвольвенты, равен $\text{inv } \alpha$, где α — угол зацепления

передачи (угол давления зуба), а угол между радиусом-вектором OQ , проведенным в конечную точку эвольвенты Q , и радиусом начальной точки OM равен $\text{inv } \gamma_e$. Угол γ_e определяется из равенства

$$\gamma_e = \arccos \frac{r_o}{R_e}, \quad (6a)$$

где r_o — радиус основной окружности;

R_e — радиус окружности головок.

Центральный угол φ , соответствующий дуге зуба по начальной окружности, равен π/z при беззазорном зацеплении.

В действительности между зубьями имеется боковой зазор, величина которого по дуге начальной окружности равна Δs . Следовательно:

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{2r}.$$

Площадь зуба S_z можно получить, если к сумме двух равных площадей, ограниченных дугами, описанными радиусами R_e и r_o и самими эвольвентами, прибавить площадь кругового сектора с центральным углом α_e и радиусом R_e и вычесть площадь кругового сектора с центральным углом $\varphi + 2 \text{inv } \alpha_e$, ограниченного радиусом r_o .

Согласно формуле (4) площадь, ограниченная радиусами-векторами из начала и конца эвольвенты и самой эвольвентой, равна

$$S_1 = \frac{r_o^2 (\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{6}.$$

Следовательно, искомую площадь зуба можно определить по следующей формуле:

$$S_z = \frac{2r_o^2 (\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{6} + \frac{R_e^2 \alpha_e}{2} - \frac{r_o^2 (\varphi + 2 \text{inv } \alpha_e)}{2}.$$

Подставляя значения угла $\alpha_e = \varphi + 2 \text{inv } \alpha - 2 \text{inv } \gamma_e$ в приведенную выше формулу, получим

$$S_z = \frac{r_o^2 (\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} + R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \gamma_e \right) - r_o^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right).$$

После преобразования получим

$$S_z = r_o^2 \left[\frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right] + R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \gamma_e \right). \quad (7)$$

По формуле (7) можно определить величину площади рабочей части зуба, ограниченной эвольвентным профилем и основной окружностью.

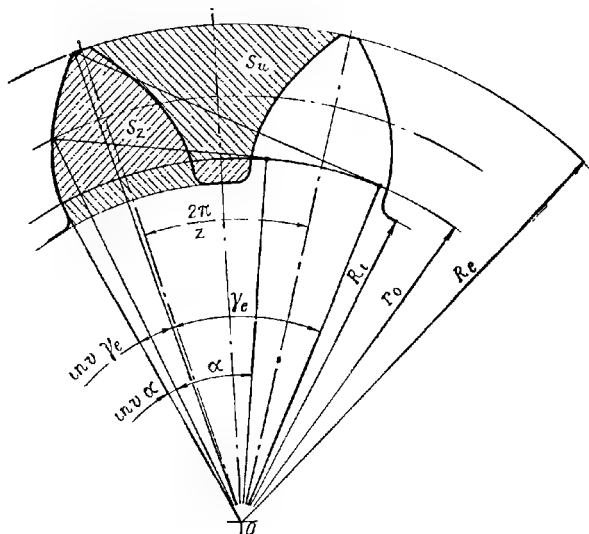
Полную площадь зуба S_z' можно определить, прибавляя к найденной площади S_z дополнительную площадь ΔS_z (заштрихован

ная площадь на фиг. 5) между основной окружностью и окружностью впадин (без учета закруглений)

$$S'_z = S_z + \Delta S_z$$

где

$$\Delta S_z = (r_o^2 - R_i^2) \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right).$$



Фиг. 6. К определению площади впадины

Тогда полная площадь зуба определяется по формуле

$$S'_z = r_o^2 \frac{(\gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e)^2}{3} + R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) - R_i^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right). \quad (8)$$

Площадь впадины S_w можно определить, если из площади S'' , ограниченной двумя эквидистантными профилями соседних зубьев, вычесть площадь зуба S_z (фиг. 6).

По согласно формуле (6)

$$S'' = (R_e^2 - r_o^2) \frac{\pi}{z}.$$

Таким образом:

$$S_w = S'' - S_z = (R_e^2 - r_0^2) \frac{\pi}{z} - S_z = (R_e^2 - r_0^2) \frac{\pi}{z} - \\ - R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) - r_0^2 \left[\frac{(\gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e)^3}{3} - \frac{\varphi}{2} - \operatorname{inv} \alpha \right].$$

После преобразования получим

$$S_w = R_e^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) + \operatorname{inv} \gamma_e \right] - \\ - r_0^2 \left[\frac{(\gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right]. \quad (9)$$

Аналогично площади зуба полная площадь впадины, включая вредное пространство, т. е. пространство до окружности впадин, определится из равенства

$$S'_w = (R_e^2 - r_0^2) \frac{\pi}{z} - \frac{r_0^2 (\gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e)^3}{3} - \\ - R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) + R_i^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) + (r_0^2 - R_i^2) \frac{\pi}{z}; \\ S'_w = R_e^2 \left(\frac{\pi}{z} - \frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \gamma_e - \operatorname{inv} \alpha \right) - \\ - r_0^2 \frac{(\gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e)^3}{3} - R_i^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right]. \quad (10)$$

Определение некоторых размеров эвольвентного профиля

Толщину зуба s_x по окружности радиусом r_x можно определить, если будет известна толщина зуба s по окружности радиусом r и угол давления α (фиг. 7).

Угол, опирающийся на дугу радиуса r_x :

$$\varphi_x = \frac{s}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha - 2 \operatorname{inv} \alpha_x. \quad (11)$$

Толщина зуба s_x по дуге радиуса r_x равна

$$s_x = r_x \varphi_x = r_x \left(\frac{s}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha - 2 \operatorname{inv} \alpha_x \right). \quad (12)$$

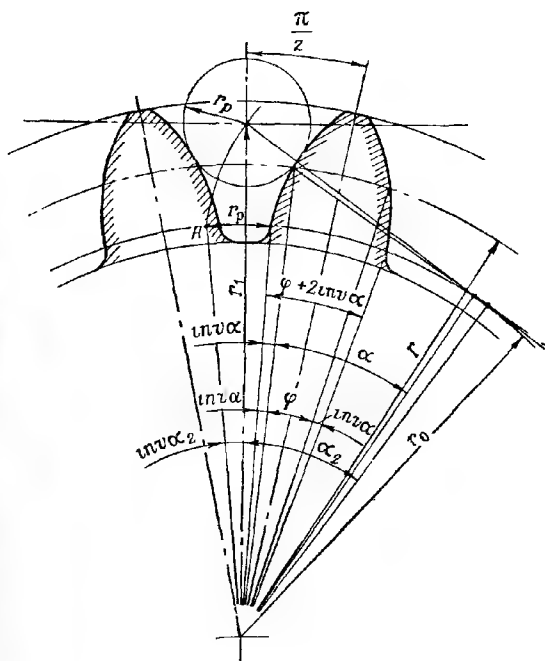
Расстояние r_i от оси шестерни до оси ролика радиуса r_p , помещенного во впадину зуба, можно определить, если известна толщина зуба по какой-нибудь окружности.

Например, если известна толщина s по зубомеру, то угол, опирающийся на дугу радиуса r , будет равен

$$\varphi = 2 \arcsin \frac{s}{2r}. \quad (12a)$$

Длину дуги по основной окружности в радианах можно определить как $\varphi + 2 \operatorname{inv} \alpha$.

Проведя эвольвенту через центр ролика до соединения ее с основной окружностью в точке А, найдем угол, опирающийся на



Фиг 7 К определению расстояния до оси ролика (внешнее зацепление)

дугу от точки А до оси симметрии впадины, в радианах (см. фиг. 7):

$$\operatorname{inv} \alpha_2 = \frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha + \frac{r_p}{r_{o1}} - \frac{r}{z}. \quad (13)$$

Из этого уравнения определяем по таблице, приведенной в приложении 2, угол α_2 , а затем искомый радиус r_1 из равенства

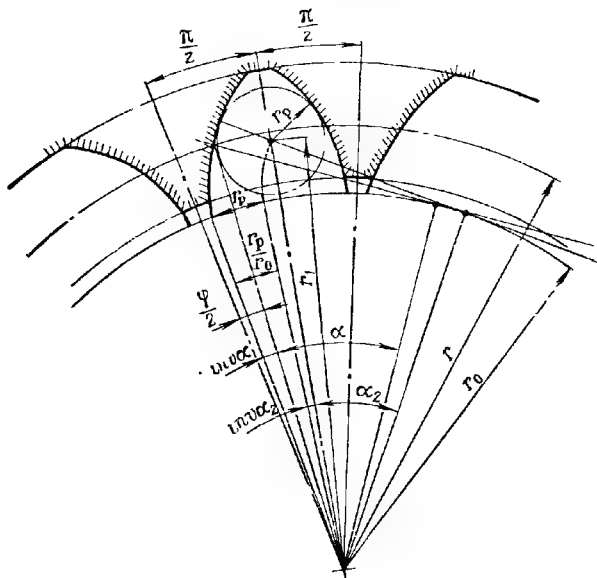
$$r_1 = \frac{r \cos \alpha}{\cos \alpha_2}. \quad (14)$$

Та же задача для внутреннего зацепления (фиг. 8) решается следующим образом:

$$\text{inv } \alpha_2 = \frac{\pi}{z} - \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha - \frac{r_p}{r_o}; \quad (15)$$

$$r_1 = \frac{r \cos \alpha}{\cos \alpha_0}. \quad (16)$$

Удобным методом контроля толщины зуба является контроль при помощи блочной скобы. В зависимости от числа зубьев ше-



Фиг. 8. К определению расстояния до оси ролика (внутреннее зацепление).

стерли блочная скоба может охватывать два и более зубьев. В работе [19] приведена таблица зависимости числа зубьев (точнее, числа впадин между ними), охватываемых скобой, в зависимости от числа зубьев шестерни.

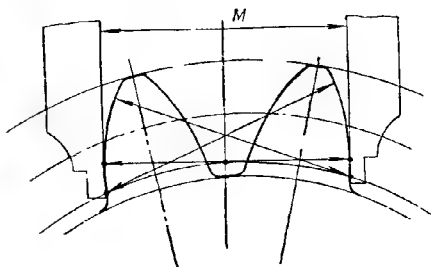
В насосах, как правило, применяют шестерни с небольшим числом зубьев. Скоба в таких шестернях охватывает два зуба (одну впадину). Поскольку этот размер является общей нормалью

к крайним эвольвентам (фиг. 9), то он равен сумме толщины зуба по дуге основной окружности и основного шага

$$M = s_o' + t_o.$$

В общем случае, когда скоба охватывает n_1 впадин, формула принимает вид

$$M = s_o' + n_1 t_o.$$



Фиг. 9. К определению размера блочной скобы.

Пользуясь ранее введенными обозначениями, получим

$$M = r_o (\varphi + 2 \operatorname{inv} \alpha) + n_1 t_o, \quad (17)$$

где

$$t_o = m \pi \cos \alpha_o; \quad r_o = \frac{mz}{2} \cos \alpha_o.$$

Таким образом:

$$M = m \cos \alpha_o \left[z \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) + n_1 \pi \right], \quad (18)$$

где $\frac{\varphi}{2}$ — угол, который определяется из уравнения (12а);

α — угол зацепления передачи.

§ 2 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цилиндрическая эвольвентная передача

Выше была рассмотрена плоская кривая — эвольвента. Аналогично можно рассмотреть эвольвентную поверхность, которая образуется перекатыванием плоскости по основному цилиндру радиусом r_o и шириной b без скольжения. Началом эвольвентной цилиндрической поверхности является образующая основного цилиндра; каждая точка образующей при перекатывании описывает эвольвенту, расположенную в плоскости, перпендикулярной оси цилиндра.

В дальнейшем речь будет идти главным образом о цилиндрических эвольвентных передачах с внешним зацеплением.

Так как нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности, то общей нормалью сопряженных эвольвентных профилей является прямая, которая является касательной к основным окружностям колес. Эта прямая и является линией зацепления в эвольвентной передаче. Точки касания профилей расположены только на этой прямой между точками касания ее с основными окружностями.

Точка пересечения этой прямой с линией центров называется полюсом зацепления P .

Окружности, проведенные из центров колес через полюс зацепления, при вращении колес катятся друг по другу без скольжения и называются полондиными или начальными окружностями.

Если увеличить расстояние между центрами колес, то радиусы начальных окружностей увеличатся, но передаточное число останется неизменным, так как радиусы основных окружностей сохранились те же

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\frac{r_{o1}}{\cos \alpha}}{\frac{r_{o2}}{\cos \alpha}} = \frac{r_{o1}}{r_{o2}} = \text{const.}$$

На фиг. 10 представлены основные параметры зубчатого зацепления. На фиг. 11 показана схема передачи реечного зацепления.

У обычных колес эвольвентный участок профиля зуба расположен от окружности головок до основной окружности. Кривая сопряжения эвольвентного участка профиля с окружностью впадин может быть различной в зависимости от способа изготовления профиля зуба.

Шаг по любой окружности, концентричной с основной, определяется на угол $2\pi/z$, называемый угловым шагом.

Зависимость между шагом t_x и радиусом окружности R_x выражается следующим равенством:

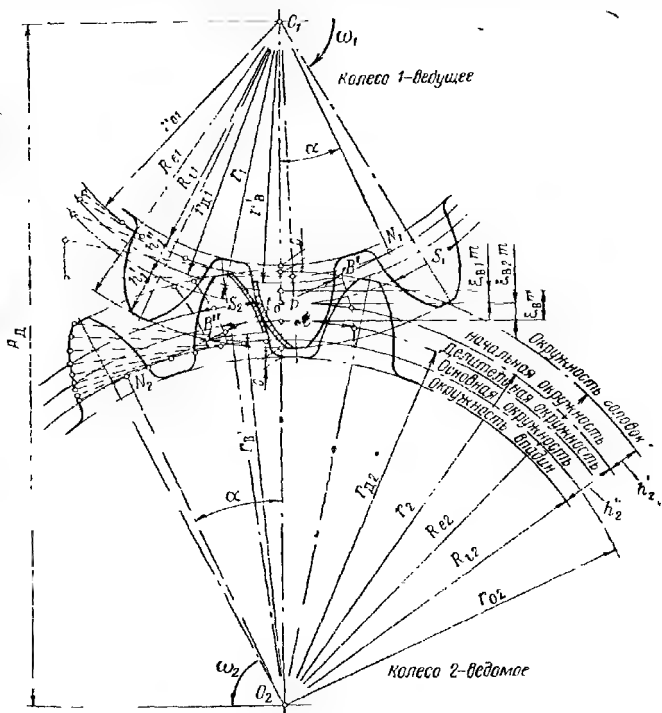
$$zt_x = 2\pi R_x.$$

На фиг. 10 показана также полондная или начальная окружность, т. е. окружность, которая при зацеплении данного колеса с сопряженным колесом будет катиться без скольжения по начальной окружности последнего.

На фиг. 11 приведена линия зацепления, перпендикулярная профилю зуба рейки. Рабочий участок линии зацепления ограничен с одной стороны окружностью головок колеса радиусом R_a , а с другой — прямой головок рейки.

Угол профиля зуба в точке, расположенной на начальной окружности, обозначим буквой α (см. фиг. 10). Этот угол, как увидим ниже, является углом зацепления зубчатой передачи.

Окружность радиуса r_d , на которой расположены точки, имеющие угол профиля эвольвенты, равный углу профиля исходного контура (основной рейки), называется делительной окружностью. Эта окружность может быть установлена для данного колеса независимо от того, с каким колесом и как оно будет сопряжено



Фиг. 10. Зацепление при положительной передаче.

в передаче, в отличие от начальной окружности, появляющейся только в зубчатой передаче, при наличии двух сопряженных колес.

Для делительной окружности также справедлива зависимость

Откуда

$$z(f) = \pi d_d.$$

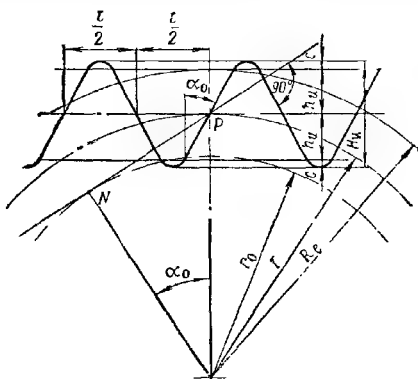
$$d_d = \frac{t}{\pi} z. \quad (19)$$

Отношение t/π , выраженное в мм, называют модулем и обозначают буквой m . Поэтому

$$d_d = mz. \quad (20)$$

Модуль является важнейшим элементом при расчете и изготовлении колес.

Модули стандартизированы по ОСТ 1597: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 1,0; 1,25; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5; (2,75); 3,0; (3,25); 3,5; 3,75; 4,0; (4,25); 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 8,0; 9,0; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 18; 20; 22; 26; 28; 30; 33; 36; 39; 42; 45; 50 и далее через 5 мм.



Фиг. 11. Сопряжение колеса с рейкой.

Как ранее было получено, угол профиля зуба в точке делительной окружности равен углу зацепления исходного контура (для стандартных колес $\alpha_0 = 20^\circ$), а угол между радиусом-вектором этой точки и радиусом начальной точки эвольвенты равен $\text{inv } \alpha_0$.

В государствах, где принята дюймовая система мер (в Англии и США) вместо модуля нормализован диаметральный питч, представляющий собой частное от деления числа π на шаг делительной окружности в дюймах. Следовательно, зависимость между питчем и модулем следующая

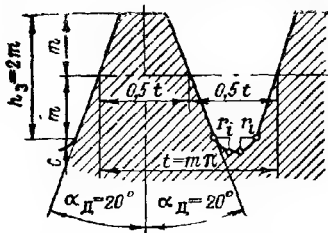
$$d \cdot p = \frac{25,4}{m}.$$

Питч имеет следующий ряд стандартных значений: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20.

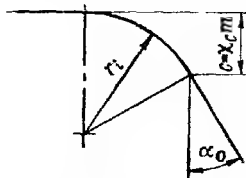
Цилиндрические эвольвентные колеса можно изготовить методами копирования и обкатки.

Наибольшее распространение получил метод обкатки, который осуществляется фрезерованием червячной фрезой, долблением гребенкой или долбяком, шевингованием и шлифованием.

При нарезании зубьев взаимодействие заготовки с реечным инструментом нужно рассматривать как зацепление между инструментом и заготовкой. При этом дополнительно к движениям, связанным с обкаткой, происходят движения, связанные с процессом резания. Полученные в результате зацепления заготовки



Фиг. 12. Профиль исходного контура.



Фиг. 13. Радиус перехода основной рейки.

с реечным инструментом определенные формы и размеры нарезаемого колеса определяют характер и особенности зацепления этого колеса со вторым сопряженным колесом данной зубчатой передачи.

В основу реечного инструмента положен исходный контур рейки, стандартизированный по ГОСТ 3058—54 (фиг. 12).

Однако в связи с особенностями изготовления колес реечный контур реечного инструмента не соответствует в точности этим размерам, в силу необходимости создания условий резания.

Толщина зуба исходного контура и размер впадины по средней линии равны половине шага $t/2$.

Полная высота зуба исходного контура инструмента (см. фиг. 11)

$$h_n = 2m(\chi_n + \chi_c).$$

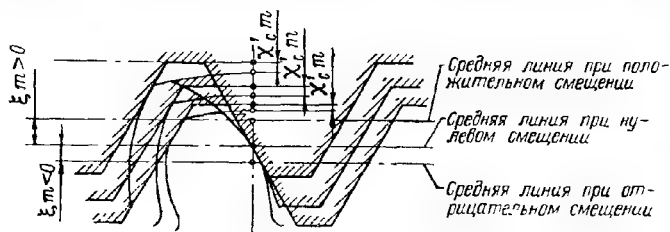
Половина высоты зуба равна сумме величин h_n и c , где $h_n = \chi_n m$ определяет высоту эвольвентной части зуба исходного контура, а $c = \chi_c m$ характеризует высоту закругления зуба исходного контура инструмента. Переход от прямоугольной части рейки к впадине и вершине скругляется радиусом r_n (фиг. 13).

§ 3. КОРРЕКЦИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Исследуем, какие колеса получаются на станке в зависимости от установки инструмента по отношению к колесу. Процесс обкатки колеса инструментом может происходить по любой прямой, параллельной средней линии.

В зависимости от этого получают различные виды зубчатых колес.

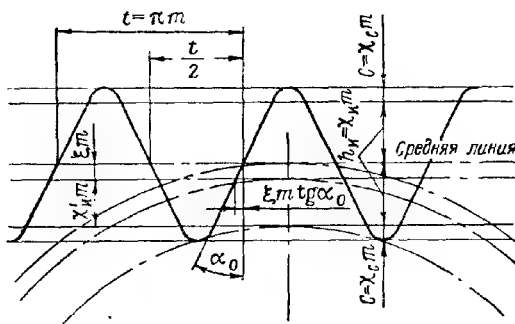
Нулевые колеса (нормальные колеса с некорригированным профилем) получают при огибании делительной окружности колеса по средней линии исходного контура инструмента.



Фиг. 14. Типы передач.

В этом случае коэффициент смещения инструмента $\xi=0$.

Положительные колеса (корригированные колеса с положительным смещением) получают обкаткой делительной окружности колеса по прямой, параллельной средней линии исходного контура, причем средняя линия перенесена от центра колеса на величину ξm (фиг. 15).



Фиг. 15 Положительная передача.

Отрицательные колеса получают при смещении средней линии к центру колеса на величину ξm (фиг. 14).

Нулевые колеса получают при огибании по средней линии исходного контура инструмента, в котором толщина зуба и шири-

на впадины равны между собой и равны $\pi m/2$. Следовательно, толщина зуба s и ширина впадины w этих колес будут равны

$$s = w = \frac{\pi m}{2}.$$

Как видно из фигуры, при смещении средней линии на величину $+\xi m$, что имеет место в положительной передаче, толщина зуба по делительной окружности s увеличивается на величину $2\xi m \operatorname{tg} \alpha_0$, а толщина впадины w уменьшается на ту же величину

$$s = \frac{\pi m}{2} + 2\xi m \operatorname{tg} \alpha_0; \quad (21)$$

$$w = \frac{\pi m}{2} - 2\xi m \operatorname{tg} \alpha_0. \quad (22)$$

Эти формулы применимы и для отрицательных колес, если иметь в виду, что для них $\xi < 0$, т. е. у отрицательных колес толщина зуба по делительной окружности уменьшается, а ширина впадины увеличивается. Положительные колеса имеют утолщенное основание и заостренную вершину зуба.

Коэффициент смещения профиля ξ является важным параметром при проектировании передачи и определяет размеры наружного диаметра колеса и высоты зуба. Последние два фактора определяют действительное относительное расположение колеса и инструмента при нарезании профиля зуба.

Определим величину коэффициента смещения ξ .

Обозначив длину дуги профиля зуба по окружности радиуса r_x через s_x , получим, что центральный угол в *рад*, опирающийся на эту дугу, равен s_x/r_x . Обозначив соответственно для делительной и начальной окружностей эти параметры через r_d , s_d , r , s , получим

$$\begin{aligned} \frac{s_x}{2r_x} &= \frac{s_d}{2r_d} + (\operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x); \\ \frac{s}{2r} &= \frac{s_d}{2r_d} - (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0). \end{aligned} \quad (23)$$

В общем случае для пары колес с различными числами зубьев на основании равенства (23) будем иметь:

$$s_1 = s_{d1} \frac{r_1}{r_{d1}} - 2r_1 (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0); \quad (24)$$

$$s_2 = s_{d2} \frac{r_2}{r_{d2}} - 2r_2 (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0). \quad (25)$$

Так как

$$\begin{aligned} \frac{r_1}{r_{d1}} &= \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}; \\ \frac{r_2}{r_{d2}} &= \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}, \end{aligned}$$

то, складывая равенства (24) и (25) и подставляя эти значения, получим

$$s_1 + s_2 = (s_{d1} + s_{d2}) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 2(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0)(r_1 + r_2). \quad (26)$$

В общем случае при смещениях исходного контура колес, характеризующих коэффициентами ξ_1 и ξ_2 , будем иметь

$$\begin{aligned} s_{d1} &= \frac{\pi m}{2} + 2\xi_1 \operatorname{tg} \alpha_0 m; \\ s_{d2} &= \frac{\pi m}{2} + 2\xi_2 \operatorname{tg} \alpha_0 m; \\ s_{d1} + s_{d2} &= \pi m + 2 \operatorname{tg} \alpha_0 m (\xi_1 + \xi_2). \end{aligned} \quad (27)$$

Радиусы начальных окружностей колес

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{m \cos \alpha_0}{\cos \alpha} \cdot \frac{z_1}{2}; \\ r_2 &= \frac{m \cos \alpha_0}{\cos \alpha} \cdot \frac{z_2}{2}; \\ r_1 + r_2 &= \frac{m \cos \alpha_0}{\cos \alpha} \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}. \end{aligned} \quad (28)$$

Сумма дуг s_1 и s_2 представляет собой шаг по начальной окружности за вычетом бокового зазора по начальной окружности Δs :

$$s_1 + s_2 = \frac{\pi m \cos \alpha_0}{\cos \alpha} - \Delta s. \quad (29)$$

Подставляя найденные выражения (27), (28) и (29) в формулу (26), получим

$$\begin{aligned} \frac{\pi m \cos \alpha_0}{\cos \alpha} - \Delta s &= \frac{\pi m \cos \alpha_0}{\cos \alpha} + 2 \operatorname{tg} \alpha_0 m \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} (\xi_1 + \xi_2) - \\ &- \frac{m \cos \alpha_0}{\cos \alpha} (z_1 + z_2) (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0). \end{aligned}$$

Откуда найдем суммарное смещение рейки

$$\xi_c = \xi_1 + \xi_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} \left[\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0 - \frac{\Delta s \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}}{m(z_1 + z_2)} \right]. \quad (30)$$

Полученная формула (30) пригодна для определения суммарного смещения колес в самом общем случае.

Эта формула упростится для наиболее часто встречающегося в практике проектирования насосов случая одинаковых шестерен качающего узла.

В этом случае

$$z_1 = z_2 = z; \quad \xi_1 = \xi_2 = \xi.$$

и формула (30) примет следующий вид для каждой шестерни.

$$\xi = \frac{z (\ln v \alpha - \ln v \alpha_0) - \frac{\Delta s}{2m} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}}{2 \lg \alpha_0} \quad (31)$$

Необходимо иметь в виду, что в полученных формулах (30) и (31) через Δs обозначен боковой зазор между зубьями по начальной окружности. Величину Δs можно приближенно определить замером величины перемещения профиля зуба одной из шестерен (при помощи ножки индикатора, опирающейся на этот профиль) при неподвижно закрепленной 2-й шестерне.

Если зазор между зубьями замеряется щупом, т. е. определяется зазор Δl по нормали к профилю, то

$$\Delta s = \frac{\Delta l}{\cos \alpha}.$$

Так как в шестеренных насосах применяются или нулевые или положительные передачи, то надо подробнее рассмотреть последние.

Исходными данными при рассмотрении передачи являются:

угол зацепления реального инструмента — α_0 ;

коэффициент высоты исходного контура — χ_n ;

коэффициент радиального зазора исходного контура — χ_c ;

число зубьев шестерен — z_1 и z_2 ;

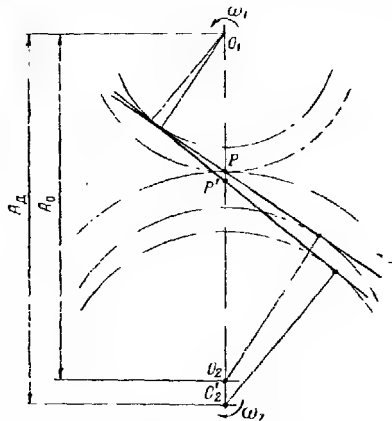
коэффициенты смещения инструмента для пары колес — ξ_1 и ξ_2 ;

угол зацепления передачи α определится из формулы

$$\cos \alpha = \cos \alpha_0 \frac{A_0}{A_n} \quad (32)$$

Угол α больше угла зацепления исходного контура α_0 , так как расстояние между центрами положительной передачи больше расстояния между центрами A_0 , имеющего место при угле α_0 , что наглядно видно на фиг. 16.

На этой фигуре показаны основные окружности. Теоретическое расстояние между их центрами A_0 . Когда оси колес раздвигаются,



Фиг. 16 Расстояние между осями колес положительной передачи.

нуты до расстояния $A_л$, основные окружности колес остались неизменными и, следовательно:

$$r_{o1} + r_{o2} = A_o \cos \alpha_o;$$

$$r_{o1} + r_{o2} = A_d \cos \alpha$$

или

$$A_o \cos \alpha_o = A_d \cos \alpha - r_{o1} + r_{o2} = \text{const.}$$

Откуда следует:

$$A_d = A_o \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha};$$

$$\alpha = \arccos \frac{A_o}{A_d} \cos \alpha_o. \quad (33)$$

Из этой формулы вытекает, что если $\alpha > \alpha_o$, то и $A_d > A_o$.

Обозначим разность между ними:

$$A_d - A_o = \xi_b m, \quad (34)$$

где ξ_b — коэффициент воспринимаемого смещения передачи, характеризующий в долях модуля, насколько раздвинуты оси колес, или расстояние (по линии центров) между делительными окружностями колес.

Этот коэффициент можно рассмотреть для каждого колеса, т. е.

$$\xi_b = \xi_{b1} + \xi_{b2},$$

где ξ_{b1} и ξ_{b2} — коэффициенты воспринимаемого смещения колес 1 и 2, характеризующие величину расстояния между делительной и начальной окружностями соответствующего колеса, выраженную в долях модуля (см. фиг. 10).

Из уравнения (33) следует:

$$A_d = A_o \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha}. \quad (35)$$

Но из уравнения (34) следует:

$$A_d = A_o + \xi_b m = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} + \xi_b m. \quad (36)$$

Приравняв правые части равенств (35) и (36), получим

$$\xi_b = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha} - 1 \right). \quad (37)$$

Для каждого из колес соответственно

$$\xi_{b1} = \frac{z_1}{2} \left(\frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha} - 1 \right); \quad (38)$$

$$\xi_{b2} = \frac{z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha} - 1 \right). \quad (39)$$

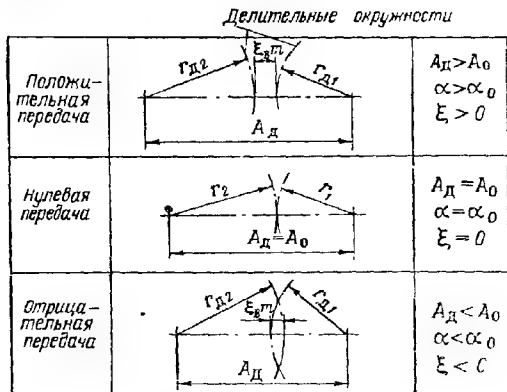
Нетрудно доказать, что коэффициент смещения ξ_c передачи, определенный уравнением (30), больше коэффициента воспринимаемого смещения, определяемого уравнением (37).

Разность между ними равна уравнительному коэффициенту смещения

$$\xi_y = \xi_c - \xi_b. \quad (40)$$

Для частного случая одинаковых шестерен и принятой системы корригирования профиля зуба смещения показаны на фиг. 54.

Типы внешнего зацепления передач могут быть представлены указанными на фиг. 17 схемами.



Фиг. 17. Типы передач.

Если в положительной передаче смещение основной рейки взять равным $\xi_b m$ и, исходя из этой величины, определить диаметр колеса, то боковой зазор будет значительно больше требуемого. Поэтому величина суммарного смещения ξ_{cm} , как указывается выше, превышает величину $\xi_b m$.

Следует напомнить, что нулевая передача может состоять как из нулевых колес, так и из колес с неравноделенным шагом, но с равными по абсолютной величине и противоположными по знаку смещениями, т. е. $\xi_{b1} = -\xi_{b2}$. В этом случае расстояние между осями колес остается равным теоретическому $A_0 = m(z_1 + z_2)$.

Диаметр окружности головок колеса в положительной передаче выражается формулой

$$D_{e1} = m(z_1 + 2\chi_a + 2\xi_1 - 2\xi_y). \quad (41)$$

Полная высота зуба определяется по формуле

$$H = m(2\chi_a + \chi_c - \xi_y). \quad (42)$$

Необходимо иметь в виду, что в приведенных формулах χ_n — коэффициент высоты зуба исходного контура (реечного инструмента), который в положительной передаче больше коэффициента высоты головки шестерни. В нулевой передаче $\xi=0$, а приведенные выше коэффициенты равны между собой.

В положительной передаче

$$d_1 = m(z_1 + 2\xi_{b1}). \quad (41a)$$

Коэффициент высоты головки колеса I [см. формулы (41) и (41a)]

$$f_1 = \frac{h_1}{m} = \frac{D_{a1} - d_1}{2m} = \chi_n + \xi_1 - \xi_y - \\ - \xi_{b1} = \chi_n + \xi_1 - \xi_c + \xi_b - \xi_{b1}.$$

Но так как $\xi_c = \xi_1 + \xi_2$, то

$$f_1 = \chi_n - (\xi_2 - \xi_{b2}). \quad (42a)$$

Если $\xi_2 > \xi_{b2}$, то $f_1 < \chi_n$.

Аналогично

$$f_2 = \frac{h_2}{m} = \chi_n - (\xi_1 - \xi_{b1}) \quad (42b)$$

и

$$f_2 < \chi_n.$$

Сумма этих коэффициентов

$$f_1 + f_2 = 2\chi_n - [(\xi_1 + \xi_2) - (\xi_{b1} + \xi_{b2})] = 2\chi_n - (\xi_c - \xi_b)$$

или

$$f_1 + f_2 = 2\chi_n - \xi_y. \quad (42b)$$

§ 4. КОЭФФИЦИЕНТЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ЗУБЧАТУЮ ПЕРЕДАЧУ

Коэффициент перекрытия

Шаг по нормали между двумя профилями зубьев остается постоянным по любой нормали (или по любой касательной к основной окружности) и равным длине дуги основной окружности между начальными точками этих эвольвент

$$t_o = \frac{2\pi r_o}{z} = \frac{2\pi r \cos \alpha_o}{z} = t \cos \alpha_o.$$

Очень важным фактором в зубчатой передаче является коэффициент перекрытия ϵ , характеризующий продолжительность зацепления, т. е. число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. В эвольвентном зацеплении коэффициент перекрытия определяется как частное от деления длины рабочего участка линии зацепления на шаг по основной окружности.

(Рабочим участком линии зацепления называется часть общей касательной к основным окружностям сцепляющихся колес, заключенная между окружностями головок).

Из фиг. 10 видно, что длина рабочего участка линии зацепления $B'B''$ равна (обозначим $B'B''$ через l)

$$l = \sqrt{R_{e1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - r_{o2}^2} - A_n \cdot \sin \alpha,$$

а коэффициент перекрытия

$$\epsilon = \frac{l}{t_0} = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - r_{o2}^2} - A_n \sin \alpha}{t_0}; \quad (43)$$

при

$$\begin{aligned} z_1 &= z_2 = z \\ \epsilon &= \frac{2 \sqrt{R_e^2 - r_o^2} - A_1 \sin \alpha}{t_0}. \end{aligned}$$

В общем машиностроении обычно стремятся к увеличению продолжительности зацепления, так как это связано с увеличением плавности зацепления и прочности зуба.

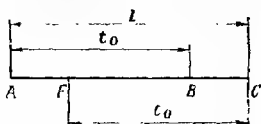
С увеличением числа зубьев колес продолжительность зацепления возрастает. Предельное значение $\epsilon_{\text{пр}}$ для прямозубой внешней цилиндрической передачи получим при z_1 и z_2 , стремящихся к бесконечности, т. е. для предельного реечного зацепления. Для $\alpha = 20^\circ$ и $\chi = 1$ $\epsilon_{\text{пр}} = 1,98$.

Более высоких значений ϵ добиваются в машиностроении применением косозубой передачи. Как будет показано ниже, в шестеренных насосах увеличение продолжительности зацепления отрицательно сказывается на работе передачи.

Зная величину ϵ , можно определить, какую часть времени находятся в зацеплении две пары зубьев, когда нагрузка передается на обе пары зубьев, и какую часть времени находится в зацеплении одна пара зубьев, когда вся нагрузка воспринимается ею.

На фиг. 18 на длине рабочего участка линии зацепления $AC = l$ отложен от начала и конца участка основной шаг t_0 .

Новая пара зубьев, вступая в зацепление в точке A на длине линии зацепления $AF = l - t_0$, находится в зацеплении одновременно с предыдущей парой, точка зацепления которой за этот период перемещается из точки B в точку C . Когда новая пара зубьев придет в зацепление в точку B , вступает последующая пара и на участке BC опять в зацеплении будут две пары зубьев: рассматриваемая и последующая.



Фиг. 18. Рабочий участок линии зацепления.

Таким образом, только на участке $FB=2t_0-l=2t_0-\epsilon t_0=$
 $=t_0(2-\epsilon)$ в зацеплении будет находиться одна пара зубьев. Сле-
 доовательно, из общей продолжительности зацепления пары зубьев,
 она работает самостоятельно часть общей продолжительности,
 равную отношению

$$\frac{BF}{AC} = \frac{2t_0-l}{l} = 2 \frac{t_0}{l} - 1 = \frac{2}{\epsilon} - 1.$$

Например, при $\epsilon=1,25$ величина $\frac{2}{\epsilon} - 1 = 0,6$. Следовательно,
 в этом случае 60% продолжительности зацепления работает одна
 пара зубьев и в течение 40% продолжительности зацепления уси-
 лие воспринимается двумя зубьями.

Коэффициент скольжения зубьев

Для оценки зубчатой передачи с точки зрения износа профилей
 зубьев пользуются коэффициентом скольжения, который представ-
 ляет собой отношение скорости скольжения $v_{ск}$ к касательной,
 составляющей скорости c_x точки профиля, находящейся в зацепле-
 нии. Чем больше этот коэффициент, тем интенсивнее изнашивают-
 ся зубья.

Коэффициент скольжения равен:
 для малого колеса

$$\lambda_1 = \frac{v_{ск}}{c_{1t}}; \quad (44)$$

для большого колеса

$$\lambda_2 = \frac{v_{ск}}{c_{2t}}.$$

В рассматриваемых двух одинаковых колес внешнего зацепле-
 ния $v_{ск}=2\omega x$,
 где x — расстояние от полюса до точки зацепления.

Действительно (фиг. 19):

$$\begin{aligned} v_{ск} &= c_{2x} - c_{1x} = \omega(R_{x2} - R_{x1}) = \\ &= \omega \left[\left(\frac{L}{2} + x \right) - \left(\frac{L}{2} - x \right) \right] = 2\omega x, \end{aligned} \quad (45)$$

где

$$L = MN = A_d \cdot \sin \alpha = 2r \sin \alpha$$

Коэффициент скольжения равен:
 для ножки ведущей шестерни

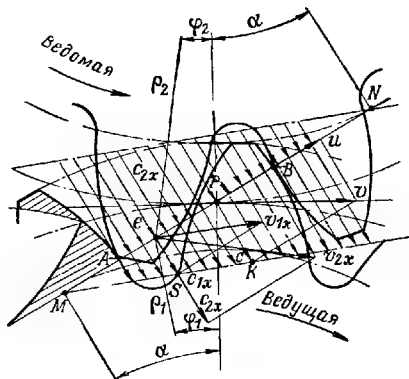
$$\lambda_1 = \frac{v_{ск}}{c_{1x}} = \frac{2\omega x}{\omega R_{x1}} = \frac{2x}{R_{x1}} = \frac{2x}{r \sin \alpha - x}; \quad (46)$$

для головки ведомой шестерни

$$\lambda_2 = \frac{v_{cк}}{c_{2x}} = \frac{2\omega x}{\omega R_{x2}} = \frac{2x}{R_{x2}} = \frac{2x}{r \sin \alpha + x}. \quad (47)$$

В этих формулах c_{1x} и c_{2x} — касательные скорости в точке e профилей ведущей и ведомой шестерни, которая находится в данный момент в зацеплении на расстоянии $P_e = x$ от полюса P .

Скорости c_{1x} и c_{2x} направлены через эту точку касательно к профилям или нормально к линии зацепления и являются проекциями скоростей v_{1x} и v_{2x} на эту нормаль (см. фиг 19).



Фиг 19. Удельное скольжение.

Скорость точки e ведущего колеса будет равна $v_{1x} = \omega \rho_1$, а составляющая этой скорости

$$c_{1x} = v_{1x} \sin(\alpha - \varphi_1) = \omega \rho_1 \sin(\alpha - \varphi_1). \quad (48)$$

А так как

$$\rho_1 \sin(\alpha - \varphi_1) = M_e = R_{x1},$$

где R_{x1} — радиус кривизны эвольвенты ведущей шестерни в точке e , то

$$c_{1x} = \omega R_{x1}.$$

Аналогично

$$v_{2x} = \omega \rho_2$$

$$c_{2x} = v_{2x} \sin(\alpha + \varphi_2) = \omega \rho_2 \sin(\alpha + \varphi_2) = \omega R_{x2}, \quad (49)$$

где R_{x2} — радиус кривизны эвольвенты ведомой шестерни в точке e .

Складывая уравнения (48) и (49), получим

$$c_{1x} + c_{2x} = \omega (R_{x1} + R_{x2}) = \omega MN - \omega A_d \sin \alpha = \text{const},$$

где A_d — расстояние между центрами колес.

Таким образом, касательные скорости пропорциональны радиусам кривизны и сумма их является величиной постоянной.

Отсюда и возникает изображенный на фиг. 19 наглядный и простой способ графического определения величин c_{1x} и c_{2x} .

Раскладываем окружную скорость v в полюсе P на две составляющие: u — по линии зацепления MN и s , перпендикулярную к ней; проводим из точки M через точку K (конец вектора $\vec{PK}$) прямую, которая и определяет величину c_1 . Так, при проведении из точки e перпендикуляра к линии зацепления до пересечения с прямой MK в точке S , получим $c_{1x} = Se$.

Проведя из точки N прямую, параллельную MK , таким же образом получим закон изменения c_2 , причем в полюсе P $c_1 = c_2 = v \sin \alpha$.

Таким образом, в полюсе P вследствие равенства скоростей ($c_1 = c_2$) коэффициент скольжения равен нулю, а в точках A и B начала и конца зацепления его величина достигает максимального значения.

Определим значения коэффициента скольжения в точках A и B .

В начале зацепления (в точке A) значение x равно $l/2$ и, следовательно, согласно формуле (46) для ножки ведущего колеса в точке A

$$\lambda_{1A} = \frac{l}{r \sin \alpha - \frac{l}{2}} = \frac{1}{r \sin \alpha - 0,5}. \quad (50)$$

Имея в виду, что

$$l = t_0 \varepsilon; \quad t_0 = \frac{2\pi r_0}{z} = \frac{2\pi r \cos \alpha}{z},$$

можно формулу (50) привести к следующему виду:

$$\lambda_{1A} = \frac{1}{\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{2\pi \varepsilon} - 0,5}. \quad (51)$$

В той же точке A для головки ведомого колеса

$$\lambda_{2A} = \frac{1}{\frac{r}{l} \sin \alpha + 0,5}.$$

Преобразуя аналогично формулу (51), получим

$$\lambda_{2A} = \frac{1}{\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{2\pi \varepsilon} + 0,5}. \quad (52)$$

В конце зацепления этой пары зубьев (в точке B) имеем: для головки ведущего колеса

$$\lambda_{1B} = \frac{1}{\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{2\pi\epsilon} + 0,5}; \quad (53)$$

для ножки ведомого колеса

$$\lambda_{2B} = \frac{1}{\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{2\pi\epsilon} - 0,5}. \quad (54)$$

Полученные формулы показывают, что значения коэффициента скольжения от модуля не зависят.

Величина коэффициента скольжения убывает с увеличением числа зубьев, увеличением угла зацепления передачи и уменьшением коэффициента перекрытия ϵ .

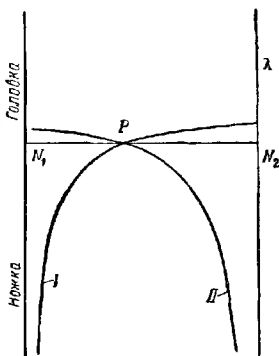
Так как рекомендуемые для шестеренных насосов положительные передачи ведут к увеличению α и уменьшению ϵ , то отсюда вытекает полезность их применения с точки зрения уменьшения скольжения и износа зубьев.

На фиг. 20 изображены кривые, характеризующие изменения величины коэффициента скольжения для ведущего I и ведомого II колес.

На этих кривых коэффициенты скольжения для профилей ножек зубьев отложены к низу от оси абсцисс, а для профилей головок зубьев — кверху от оси абсцисс. Эти кривые, как и полученные формулы, показывают резкое возрастание коэффициентов скольжения, а следовательно и износа, при приближении к точкам N_1 и N_2 . Поэтому необходимо стремиться к тому, чтобы границы рабочего участка линии зацепления были по возможности удалены от этих точек.

В передаче, где шестерня имеет малое число зубьев, а колесо — большое число зубьев, граница рабочего участка зацепления расположена весьма близко от точки касания линии зацепления с основной окружностью шестерни и далеко от соответствующей точки колеса.

Применением равносмещенной передачи можно достичь уменьшения коэффициентов скольжения, так как уменьшением высоты



Фиг. 20. Изменение величины коэффициента скольжения.

головки зуба колеса мы отдаляем границу рабочего участка линии зацепления от указанной точки касания шестерни.

Проф. Гавриленко В. А. в одной из последних работ [33], рассматривая некоторые геометрические аспекты, повышающие нагрузочную способность зубьев, вводит понятие о коэффициенте ускоренного скольжения, являющемся первой производной по времени коэффициента скольжения.

На основании уравнений (46) и (47) эти коэффициенты выражаются так:

$$\lambda_{1a} = \frac{d\lambda_1}{dt} = \frac{d\lambda_1}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{2r \sin \alpha}{(r \sin \alpha - x)^2} \omega r \cos \alpha = \frac{\omega r^2 \sin 2\alpha}{(r \sin \alpha - x)^2};$$

$$\lambda_{2a} = \frac{d\lambda_2}{dt} = \frac{d\lambda_2}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{2r \sin \alpha}{(r \sin \alpha + x)^2} \omega r \cos \alpha = \frac{\omega r^2 \sin 2\alpha}{(r \sin \alpha + x)^2}.$$

В работе [33] рассматривается общий случай передачи с $i \neq 1$ и приводятся следующие выводы: у колес передач, имеющих более или менее выравненные коэффициенты ускоренного скольжения по линии зацепления, износ зубьев значительно снижается и происходит преимущественно в полюсной зоне; у колес с невыравненными коэффициентами ускоренного скольжения зубья подвергаются сильному износу на пожках, причем чаще у малого колеса.

Выравнивание коэффициентов ускоренного скольжения достигается путем подбора коэффициентов смещений ξ_1 и ξ_2 .

Коэффициент удельного давления между зубьями

Для приближенного определения напряжений смятия, возникающих в месте контакта эвольвентных профилей сцепляющихся колес, можно воспользоваться формулой Герца для случая двух цилиндрических поверхностей, радиусы кривизны которых равны R_{x1} и R_{x2} :

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{N_n E_{np}}{b R_{np}}}, \quad (55)$$

где N_n — нормальная нагрузка, передаваемая по линии зацепления в кГ ;

$F_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — приведенный модуль упругости 1 рода в кГ/мм^2 ;

E_1, E_2 — модули упругости колес в кГ/мм^2 ;

R_{np} — приведенный радиус кривизны в мм , определяемый из равенства $\frac{1}{R_{np}} = \frac{1}{R_{x1}} \pm \frac{1}{R_{x2}}$ (знак минус относится к внутреннему зацеплению);

b — ширина колеса в мм .

Для случая внешнего зацепления одинаковых шестерен

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{1}{r \sin \alpha - x} + \frac{1}{r \sin \alpha + x} = \frac{2r \sin \alpha}{r^2 \sin^2 \alpha - x^2}.$$

Как указано ниже, нормальное давление на зуб в начале зацепления равно нулю, а затем возрастает, достигая своего максимума, когда точка зацепления будет находиться от начала зацепления на расстоянии примерно $0,83 t_0$. Но в момент начала зацепления новой пары, предыдущая пара еще не вышла из зацепления и давление на зуб этой пары близок к своему максимуму.

При недостаточной разгрузке зацепленного объема усилие на зуб и нагрузка на опоры насоса резко возрастает за счет сопротивления жидкости, выжимаемой из этого объема.

Вводя понятие о коэффициенте удельного давления ν , характеризующем влияние геометрической формы зуба на напряжение смятия и представляющем собой отношение модуля к приведенному радиусу кривизны, получим

$$\nu = \frac{m}{R_{\text{пр}}}$$

или

$$\nu = \frac{2m}{r \sin \alpha - \frac{x^2}{r \sin \alpha}}.$$

Как видим, этот коэффициент достигает наименьшего значения в полюсе при $x=0$ и наибольшего в начале и конце зацепления. Коэффициент удельного давления убывает с ростом угла зацепления передачи α . Так как в положительной передаче угол зацепления α растет с увеличением смещения ξ , то, следовательно, и в этом отношении целесообразно применение положительной передачи.

В работе [38] приводится коэффициент контактных напряжений C_K , значение которого определяется после преобразования приведенного выше уравнения для определения σ_K :

$$C_K = \frac{\sigma_K^2 \sin 40^\circ}{0,7 E_{\text{пр}}}.$$

Этот коэффициент выражается следующей зависимостью от параметров передачи

$$C_K = \frac{2M_1 K (i+1)}{b d_A^2 i \varphi_K}, \quad (56)$$

где M_1 — крутящий момент на шестерне I ;

K — коэффициент нагрузки, который можно определить по формуле (133) и табл. 16, приведенных в работе [38];

φ_K — коэффициент, определяемый из равенства:

а) для некорригированных шестерен

$$\varphi_k = \frac{\sin 2\alpha_0}{\sin 40^\circ};$$

б) для корригированных шестерен

$$\varphi_k = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} 20^\circ}.$$

§ 5. ТИПЫ ПЕРЕДАЧ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В НАСОСАХ, И ИХ ОСОБЕННОСТИ

Основным видом передачи, применяемой в насосах, является прямозубая передача с внешним зацеплением.

В общем машиностроении стремятся проектировать передачи с возможно большей степенью перекрытия, так как это связано с плавностью зацепления (обычно рекомендуется $\epsilon > 1,4$). Однако в рассматриваемых нами зубчатых передачах, применяемых в насосах, большая продолжительность зацепления, как увидим ниже, не желательна, так как приводит к резкому усилению вредного влияния запираемой во впадинах зубьев жидкости. Это различие в требованиях к зацеплению является одной из специфических особенностей шестерен, применяемых в насосах.

Вторая особенность зубчатой передачи насосов заключается в выборе величины бокового зазора между профилями зубьев.

В машиностроении величина бокового зазора выбирается из условий компенсации неточностей изготовления и сборки, а также расширения при нагревании.

В рассматриваемых нами передачах, предназначенных для насосов, боковой зазор выбирается обычно значительно большей величины, облегчающей условия перетекания жидкости из одной части заземленного объема в другую. А так как увеличение бокового зазора не влияет на производительность насоса (если пренебречь влиянием растворенного в жидкости воздуха), то в дальнейшем рекомендуется значительный боковой зазор порядка $0,08\ m$.

В насосах обычно применяются шестерни с малым числом зубьев (наиболее часто в пределах от $z=8$ до 14), так как шестерни с малым числом зубьев и большим модулем имеют значительно меньший габарит, чем шестерни с большим числом зубьев и малым модулем, обеспечивающие ту же производительность.

Действительно, как будет показано ниже, производительность насоса пропорциональна квадрату модуля m и почти первой степени числа зубьев z .

Так как расстояние между центрами колес $A_0 = mz$, а наружный диаметр колес $D_e = m(z+2)$, то габаритный размер качающего узла по прямой, соединяющей центры колес, равен

$$A_0 + D_e = mz + m(z+2) = 2m(z+1),$$

а в перпендикулярном направлении

$$D_n = m(z+2).$$

Следовательно, сохраняя одну и ту же скорость по окружности головок, рациональнее увеличивать m и уменьшать z , что приведет к увеличению производительности почти пропорционально увеличению m при тех же габаритных размерах насоса.

Так, например, изменив $m=2$ и $z=20$ на более рациональные параметры $m=4$ и $z=9$, можно сохранить ту же окружную скорость, так как

$$D_c = 2(20+2) = 4(9+2) = 44 \text{ мм.}$$

Уменьшаем габаритный размер на 4 мм [вместо $2m(z+1) = 2 \cdot 2(20+1) = 84$ мм, получаем $2 \cdot 4(9+1) = 80$ мм] и увеличиваем производительность на 82%.

Если вместо шестерен с параметрами $m=2$ и $z=20$ взять шестерню с $m=4,5$ и $z=8$, то можно увеличить производительность более чем в 2 раза при меньших габаритных размерах и при окружной скорости, увеличенной всего на 2%.

Однако следует иметь в виду, что при больших окружных скоростях, как показано ниже, применение шестерен с малыми числами зубьев связано с увеличением пульсации потока жидкости. В тех случаях, когда этот фактор является важным и не принимается никаких мер для уменьшения пульсации, может оказаться целесообразным применение шестерен с несколько большим числом зубьев.

Шестерни с малым числом зубьев нежелательно применять в насосах с одинаковым числом зубьев нулевой передачи, так как из условий устранения подреза при стандартном угле зацепления $\alpha_0=20^\circ$ теоретическое минимальное число зубьев равно 17, а практическое $z_{\min}=14$.

Так как речь идет о передаче с двумя одинаковыми шестернями с малыми числами зубьев z от 8 до 14, то рациональнее всего применение положительной передачи.

Радиусы кривизны профилей зубьев у положительной передачи больше, чем у нулевой и отрицательной передач, и, таким образом, эти зубья более надежны с точки зрения сопротивлений смятию и износу.

В положительной передаче толщина зуба у основания увеличена, прочность зуба является достаточной, несмотря на уменьшенный радиус сопряжения профиля со впадиной и связанный с этим увеличенный коэффициент концентрации напряжений.

Степени перекрытия положительной передачи меньше, чем у нулевой (при одинаковых углах зацепления передач), что также является преимуществом для зубчатой передачи, применяемой в насосах.

Многоступенчатые насосы применяются для повышения давления жидкости путем последовательного соединения нескольких качающих узлов.

Общий к. п. д. таких насосов снижается за счет того, что производительность каждой ступени выше производительности последующей ступени (избыток расхода отводится через клапан, отрегулированный на соответствующее давление).

Для повышения производительности применяются насосы с несколькими качающими узлами, параллельно соединенными в одном агрегате.

Применение двухроторного насоса весьма благоприятно сказывается на уменьшении пульсации потока жидкости.

Такой же эффект получается в трехшестеренном насосе, у которого ведущей является средняя шестерня, подшипники которой разгружены от усилий давления жидкости.

Косозубые передачи редко применяются в насосах, хотя они обладают рядом преимуществ по сравнению с прямозубыми, а именно: они менее чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа, отличаются плавностью и бесшумностью работы, более прочны и износоустойчивы.

Один из основных недостатков косозубой передачи заключается в наличии осевых усилий, которые устраняются применением шевронных колес.

Угол наклона зубьев шевронных колес достигает 25° . При таких больших углах наклона не сохраняется уплотняющий контакт по всей ширине зубьев в течение всего периода их зацепления.

Пульсация потока жидкости при больших углах наклона косозубой передачи может быть значительно снижена.

Шестерни насосов с внутренним зацеплением также применяются редко, хотя они обладают рядом преимуществ:

- а) меньшими габаритными размерами;
- б) меньшими удельными давлениями и большей износоустойчивостью (в связи с тем, что, в отличие от внешнего зацепления, где контактируют две выпуклые кривые, при внутреннем зацеплении выпуклая поверхность малого колеса работает по вогнутой поверхности большого колеса);
- в) меньшим скольжением (скорость скольжения при внутреннем зацеплении пропорциональна разности угловых скоростей сопряженных колес, а не их сумме, как это имеет место при внешнем зацеплении).

Несмотря на эти преимущества, передачи с внутренним зацеплением применяются очень редко вследствие усложнения конструкции и технологии изготовления насоса.

Глава II

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

§ 1. ВЫВОД ФОРМУЛ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ($z_1 = z_2 = z$)

Необходимость тщательного определения теоретической производительности диктуется расширением области применения шестеренных насосов и значительным ростом их производительности.

В табл. 4 приведено сравнение результатов расчета производительности по различным существующим формулам с экспериментальными данными, из которого видно, что при пользовании некоторыми формулами получаются значительные отклонения от опытных данных (до +36% и —27%).

Для современных высокопроизводительных насосов такая неточность не допустима.

Кроме того, вывод более точных формул необходим для того, чтобы иметь правильное представление о влиянии различных факторов на производительность насоса и о возможных путях ее повышения.

Основная формула

Подача насоса dq за бесконечно малый промежуток времени dt может быть найдена путем определения объема жидкости, вытесняемой соприкасающимися профилями зубьев сцепляющихся шестерен за тот же элемент времени.

За исходное положение выбран момент времени t , при котором профили зубьев касаются в точке e (фиг. 21), расположенной от полюса зацепления P на расстоянии $P_e = -x$ (условимся считать x положительным вправо от полюса).

При этом положение профиля ведущего колеса cea характеризуется углом β_1 , а положение профиля ведомого колеса keg — углом β_2 .

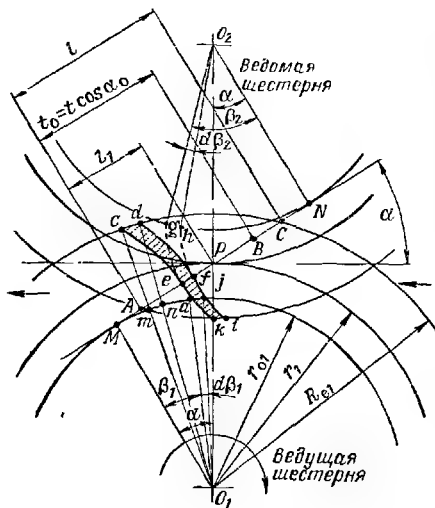
При повороте шестерен на бесконечно малый угол $d\beta$ профиль ведущей шестерни примет положение dff , а профиль ведомой — ifh , и зацепление их произойдет в точке f , находящейся от точки e на расстоянии dx .

Объем вытесненной за время dt жидкости равен произведению заштрихованной площади между кривыми cek и dfi на ширину зуба b :

$$dq = (dS_{cdef} + dS_{efhi})b = (dS_1 + dS_2)b. \quad (57)$$

Но площадь $dS_1 = dS_{cdef}$ можно рассматривать как разность площадей $dS_3 = dS_{ajcd}$ и $dS_4 = dS_{ajef}$:

$$dS_1 = dS_3 - dS_4. \quad (58)$$



Фиг. 21. К выводу формулы теоретической производительности.

Площадь $dS_3 = dS_{ajcd}$, как доказано выше [см. вывод формулы (6)], равна площади dS_{cdmn} и равна по величине

$$dS_3 = \frac{(R_r^2 - r_0^2) d\beta}{2}. \quad (59)$$

Площадь $dS_{ajef} = dS_4$ согласно доказанию выше первому свойству эвольвенты равна

$$dS_4 = \frac{r_0^2}{6} [(\beta_1 + d\beta)^3 - \beta_1^3], \quad (60)$$

так как она равна разности площадей Mff и Mea , ограниченных касательными Me и Mf , дугами основной окружности Ma и Mj и эвольвентами ea с углом β_1 и ff с углом $(\beta_1 + d\beta_1)$.

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS_4 = \frac{r_0^2}{6} 3\beta_1^2 d\beta = -\frac{r_0^2 \beta_1^2}{2} d\beta. \quad (61)$$

Подставляя уравнения (59) и (61) в уравнение (58), получим

$$dS_1 = \left(\frac{R_e^2 - r_0^2}{2} - \frac{r_0^2 \beta_1^2}{2} \right) d\beta. \quad (62)$$

Площадь $dS_{efhi} = dS_2$ также найдем как разность площадей $dS_5 = dS_{hgh}$ и $dS_6 = dS_{efgh}$:

$$dS_2 = dS_5 - dS_6. \quad (63)$$

Площадь $dS_{hgh} = dS_5$ аналогично предыдущему [см. формулу (6)] равна

$$dS_5 = \frac{R_e^2 - r_0^2}{2} d\beta, \quad (64)$$

а площадь $dS_{efgh} = dS_6$ равна

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{6} [\beta_2^3 - (\beta_2 - d\beta)^3].$$

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{6} 3\beta_2^2 d\beta = \frac{r_0^2 \beta_2^2}{2} d\beta. \quad (65)$$

Зависимость между углами β_1 и β_2 можно найти из следующего

Длина линии зацепления

$$MN = Me + Ne = \cup Ma + \cup Ng = r_0 \beta_1 + r_0 \beta_2 = r_0 (\beta_1 + \beta_2);$$

$$MN = 2r_0 \operatorname{tg} \alpha,$$

следовательно:

$$r_0 (\beta_1 + \beta_2) = 2r_0 \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда

$$\beta_2 = 2 \operatorname{tg} \alpha - \beta_1. \quad (66)$$

Подставляя уравнение (66) в уравнение (65), получим

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{2} (4 \operatorname{tg}^2 \alpha - 4 \operatorname{tg} \alpha \beta_1 + \beta_1^2) d\beta, \quad (67)$$

а подставляя уравнения (67) и (64) в (63), получим

$$dS_2 = \left[\frac{R_e^2 - r_o^2}{2} - \frac{r_o^2}{2} (4 \operatorname{tg}^2 \alpha - 4 \operatorname{tg} \alpha \beta_1 + \beta_1^2) \right] d\beta. \quad (67a)$$

Суммируя найденные площади dS_1 и dS_2 и подставляя их в выражение для dq , найдем формулу

$$dq = b [R_e^2 - r_o^2 - r_o^2 (\beta_1^2 - 2 \operatorname{tg} \alpha \beta_1 + 2 \operatorname{tg}^2 \alpha)] d\beta.$$

Упростим эту формулу:

$$dq = b [R_e^2 - r_o^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) - r_o^2 (\beta_1^2 - 2 \operatorname{tg} \alpha \beta_1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)] d\beta$$

или

$$dq = b \left[R_e^2 - \frac{r_o^2}{\cos^2 \alpha} - r_o^2 (\beta_1 - \operatorname{tg} \alpha)^2 \right] d\beta, \quad (68)$$

но так как $\frac{r_o}{\cos \alpha} = r$ — радиусу начальной окружности, $r_o \beta_1 = \cup Ma$, т. е. длине касательной Me , $r_o \operatorname{tg} \alpha = MP$. Следовательно:

$$r_o \operatorname{tg} \alpha - r_o \beta_1 = r_o (\operatorname{tg} \alpha - \beta_1) = MP - Me = Pe = -x,$$

откуда

$$x = r_o (\beta_1 - \operatorname{tg} \alpha); \quad dx = r_o d\beta; \quad d\beta = \frac{dx}{r_o}.$$

Подставляя найденные значения r , x и $d\beta$ в уравнение (68), получим

$$dq = \frac{b}{r_o} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx. \quad (69)$$

Для определения закона изменения подачи от начала до конца зацепления пары зубьев необходимо найти мгновенную подачу $\frac{dq}{dt}$.

Заменив в уравнении (69) dx/r_o через $d\beta$, а $d\beta$ через ωdt , получим

$$dq = b (R_e^2 - r^2 - x^2) \omega dt$$

или

$$q_x = \frac{dq}{dt} = b\omega (R_e^2 - r^2 - x^2). \quad (70)$$

Из этой формулы видно, что максимальная подача имеет место при $x=0$, т. е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача будет убывать по параболическому закону.

Для определения подачи одной пары зубьев и насоса в целом необходимо перейти к интегрированию уравнения (69).

Рассмотрим, каковы должны быть пределы интегрирования.

Зацепление любой пары зубьев начинается в точке A пересечения окружности выступов ведомой шестерни с линией зацепления и кончается в точке C (фиг. 21). Но в момент, когда зацепление рассматриваемой пары зубьев приходит в точку B , т. е. на расстояние от начала зацепления AB , равное t_0 — основному шагу, вторая пара зубьев начинает вступать в зацепление в точке A и запирает объем жидкости.

Этот запертый объем при дальнейшем повороте сначала уменьшается, так что в этой зоне создается повышенное давление, а затем увеличивается.

Вопрос об изменении этого объема и мерах, которые могут быть приняты для устранения вредного действия на оси шестерен и подшипники резкого повышения давления запираемой жидкости, освещен ниже.

Если конструкция насоса не предусматривает никаких разгрузочных устройств, то в период уменьшения запертого объема и повышения в нем давления, произойдет утечка жидкости через зазоры.

Если конструкция насоса предусматривает разгрузочные устройства путем соединения замкнутой полости с линией всасывания, то произойдет тот же эффект, т. е. за период зацепления пары зубьев от точки B до точки C будет происходить перетекание жидкости в полость всасывания.

В этих случаях эффективная работа пары зубьев происходит за период зацепления ее от точки A до точки B , т. е. от начала ее зацепления до начала зацепления следующей пары.

Обозначив длину рабочего участка линии зацепления AC через l , получим пределы интегрирования [уравнение (69)]

$$AP = -\frac{l}{2} \quad \text{и} \quad PB = t_0 - \frac{l}{2}.$$

Следовательно, подача каждой пары зубьев

$$q = \frac{b}{r_0} \int_{-\frac{l}{2}}^{t_0 - \frac{l}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx;$$

$$q = \frac{b}{r_0} \left\{ (R_e^2 - r^2) \left(t_0 - \frac{l}{2} + \frac{l}{2} \right) - \frac{1}{3} \left[\left(t_0 - \frac{l}{2} \right)^3 + \left(\frac{l}{2} \right)^3 \right] \right\};$$

$$q = \frac{b}{r_0} \left\{ (R_e^2 - r^2) t_0 - \frac{t_0^3}{12} \left[4 - 6 \frac{l}{t_0} + 3 \left(\frac{l}{t_0} \right)^2 \right] \right\}.$$

Но так как отношение l/t_0 есть степень перекрытия ϵ , то

$$q = \frac{bt_0}{r_0} \left[R_e^2 - r^2 - (4 - 6\epsilon + 3\epsilon^2) \frac{t_0^2}{12} \right].$$

Учитывая, что $t_0 = \frac{2\pi r_0}{z}$, имеем

$$q = \frac{2\pi b}{z} \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right), \quad (71)$$

где k — коэффициент, выражающийся следующей зависимостью:

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2. \quad (72)$$

Переходя к определению теоретической производительности насоса в л/мин, надо q помножить на z и n , а так как R_e , r , t_0 и b выражены в мм, то q надо еще помножить на 10^{-6} . Следовательно:

$$Q_T = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \text{ л/мин}, \quad (73)$$

где k — коэффициент, определяемый уравнением (72).

Формула (73) является общей формулой, справедливой для любой пары шестерен эвольвентного профиля.

Для шестерен с нормальным некорригированным зубом, имеющим высоту головки, равную модулю m (коэффициент высоты зуба $f=1$):

$$R_e = \frac{m(z+2)}{2}; \quad r = \frac{mz}{2}; \quad t_0 = m\pi \cos \alpha_0.$$

Для таких шестерен формула (73) принимает такой вид:

$$Q_T = 2\pi b n m^2 \left(z+1 - k \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) 10^{-6} \text{ л/мин}. \quad (74)$$

Так как для рассматриваемого нами в дальнейшем диапазоне z от 8 до 14 среднее значение k близко к 1,2, то формулы (73) и (74) могут быть упрощены и принимают следующий вид:

$$Q_T = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0) 10^{-6} \text{ л/мин}; \quad (75)$$

$$Q_T = 2\pi b n m^2 (z + \sin^2 \alpha_0) 10^{-6} \text{ л/мин}. \quad (76)$$

Формулами (75) и (76) следует пользоваться при расчетах шестеренных насосов, не имеющих конструктивных устройств, обеспечивающих полное использование запираемой полости. Как указано ниже, последней формулой можно пользоваться не только для шестерен с некорригированным зубом при $f=1$, но и для шестерен, имеющих профиль зуба, корригированный по предлагаемому методу, при этом надо в формулу (76) вместо z подставить число, на единицу больше действительного числа зубьев.

**Определение величины заземленного объема,
закона его изменения и количества жидкости,
выталкиваемой из этого объема**

Так как степень перекрытия ϵ больше единицы, то в момент вступления в зацепление новой пары зубьев предыдущая пара еще не вышла из зацепления.

До выхода из зацепления предыдущей пары зубьев между точками зацепления получается замкнутый объем жидкости.

При отсутствии в шестеренном насосе специальных разгрузочных устройств, сообщающих этот заземленный объем с линией всасывания или линией нагнетания насоса, за период уменьшения этого объема произойдет резкое увеличение давления в этой полости, так как жидкость практически несжимаема и выталкивание ее произойдет через торцовые зазоры, представляющие весьма значительные сопротивления.

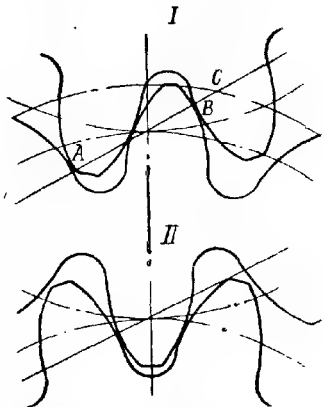
На фиг. 10 показано зацепление шестерен в плоскости, перпендикулярной оси зуба

В дальнейшем изложении, говоря о зацеплении в какой-то точке, будем иметь в виду, что зацепление имеет место по прямой, проходящей через эту точку перпендикулярно плоскости чертежа, т. е. по длине зуба.

Схема на фиг. 22 относится к случаю беззазорного зацепления, когда контакт происходит как с рабочей, так и с нерабочей стороны профиля зуба. В этом случае весь заземленный объем жидкости разбивается на две части, причем надо рассматривать изменение объема жидкости, заключенного между точкой зацепления и точкой контакта нерабочей стороны профиля зуба. Этот объем будет уменьшаться от начала зацепления в точке *A* до момента совпадения оси впадины ведущей шестерни с осью сопряженного зуба ведомой шестерни.

Положение *II* на фиг. 22 и есть положение минимального заземленного объема; при дальнейшем повороте указанный объем увеличивается.

При зацеплении, близком к беззазорному, т. е. когда боковые зазоры с нерабочей стороны зубьев незначительны (порядка 0,01 *m*), разгрузочные устройства должны быть так устроены, чтобы в момент, соответствующий положению *II*, они отключались,



Фиг. 22. Начало зацепления (*I*) и положение минимального заземленного объема (*II*) при беззазорном зацеплении.

так как дальнейшее сообщение защемленного объема с линией нагнетания привело бы к перетеканию жидкости из полости нагнетания в этот объем.

Но практически явление перетекания жидкости из одной части защемленного объема в другую имеет место за счет бокового зазора между зубьями, который обычно в насосах достаточно велик, и поэтому весь защемленный объем следует рассматривать как одно целое.

Изменение защемленного объема от момента вступления в зацепление новой пары зубьев в точке A , т. е. от момента возникновения замкнутой полости, до момента выхода из зацепления предыдущей пары в точке C показано на фиг. 23.

Минимальный объем соответствует положению, когда точка зацепления переместится на величину $\frac{l-t_0}{2}$,

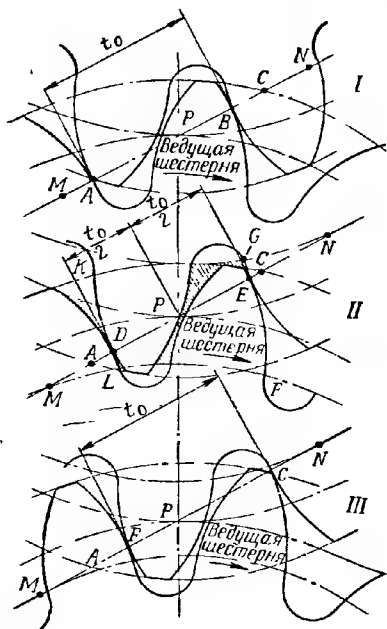
т. е. когда обе точки зацепления (новой пары зубьев в точке D и предыдущей в точке E) расположены симметрично относительно полюса зацепления (положение II, фиг. 23).

Таким образом, при переходе из положения I в положение II защемленный объем уменьшается, а в дальнейшем при повороте шестерен до положения III — возрастает.

Минимальный объем может быть найден следующим образом.

Сначала определим минимальный объем без вредного пространства, т. е. произведение (см. заштрихованную площадь, положение II, фиг. 23) площади на ширину зуба b .

Заштрихованная площадь равна разности между площадью, ограниченной профилями зубьев FG и KL и основными окружностями, и удвоенной площади зуба.



Фиг. 23. Начало зацепления (I), положение минимального запертого объема (II) и конец зацепления (III) при наличии бокового зазора.

Но первая площадь равна удвоенной площади $EFDL$, ограниченной отрезком линии зацепления DE , отрезками эвольвент EF и DL и дугой основной окружности.

Но площадь $EFDL = S_1$ может быть найдена как разность площадей MEF и MDL , каждая из которых определяется на основании ранее выведенной формулы

$$S_1 = \frac{r_o^2}{6} (\varphi_1^3 - \varphi_2^3), \quad (77)$$

где

$$\varphi_1 = \angle MOF \quad \text{и} \quad \varphi_2 = \angle MOL,$$

по

$$\begin{aligned} \angle MOF &= \frac{\sphericalangle MF}{r_o} = \frac{ME}{r_o} = \frac{MP + PE}{r_o} = \\ &= \frac{r_o \operatorname{tg} \alpha + \frac{t_o}{2}}{r_o} = \operatorname{tg} \alpha + \frac{t_o}{2r_o}. \end{aligned}$$

Откуда

$$\varphi_1 = \operatorname{tg} \alpha + \frac{t_o}{2r_o}. \quad (78)$$

$$\begin{aligned} \angle MOL &= \frac{\sphericalangle ML}{r_o} = \frac{MD}{r_o} = \frac{MP - PD}{r_o} = \\ &= \frac{r_o \operatorname{tg} \alpha - \frac{t_o}{2}}{r_o} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{t_o}{2r_o}. \end{aligned}$$

Откуда

$$\varphi_2 = \operatorname{tg} \alpha - \frac{t_o}{2r_o}. \quad (79)$$

Подставляя найденные формулы (78) и (79) в формулу (77), получим

$$S_1 = \frac{r_o^2}{6} \left[\frac{t_o}{r_o} \left(3 \operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{t_o^2}{4r_o^2} \right) \right]$$

или

$$S_1 = \frac{t_o r_o}{6} \left(3 \operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{t_o^2}{4r_o^2} \right). \quad (80)$$

Или, имея в виду, что $t_o = \frac{2\pi r_o}{z}$, можно формулу (80) представить в другом виде:

$$S_1 = \frac{\pi r_o^2}{z} \left(\operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{\pi^2}{3z^2} \right).$$

Откуда

$$\begin{aligned} v_{\min} &= bS_{\min} = 2b(S_1 - S_2) = \\ &= 2b \left\{ r_0^2 \left[\frac{\pi}{z} \left(\lg^2 a + \frac{\pi^2}{3z^2} \right) - \frac{(\gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e)^3}{3} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right] - R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) \right\}. \end{aligned} \quad (81)$$

Для определения полного минимального объема, ограниченного окружностями впадин, надо к найденной величине S_1 добавить площадь $\frac{\pi}{z}(r_0^2 - R_i^2)$ и в формулу (81) подставить вместо площади зуба полную его площадь, определенную по формуле (8), тогда

$$\begin{aligned} S_1' &= \frac{\pi}{z} \left[r_0^2 \left(\lg^2 a + \frac{\pi^2}{3z^2} \right) + r_0^2 - R_i^2 \right] = \\ &= \frac{\pi}{z} \left[r_0^2 \left(\lg^2 a + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - R_i^2 \right]. \\ v_{\min}' &= 2b \left\{ r_0^2 \left[\frac{\pi}{z} \left(\lg^2 a + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{(\gamma_e + \operatorname{inv} \gamma_e)^3}{3} \right] - R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) - \right. \\ &\quad \left. - R_i^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (82)$$

Ниже будет выведена формула, определяющая изменение этого объема, и, таким образом, может быть найдена величина заземленного объема в любой точке кривой, приведенной на фиг. 24.

При повороте шестерен от точки A до точки D происходит, как указывалось выше, уменьшение заземленного объема.

Рассмотрим, как будет изменяться этот объем при перемещении точки зацепления на величину x_1 (фиг. 25) (1-й пары зубьев от точки B_1 до точки E и 2-й пары от точки A_1 до точки D).

Объем, описываемый за этот период 1-й парой зубьев, будет

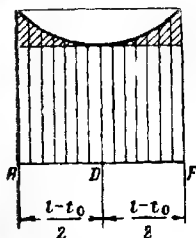
$$\frac{b}{r_0} \int_{\frac{t_0}{2} - x_1}^{\frac{t_0}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx,$$

а 2-й парой:

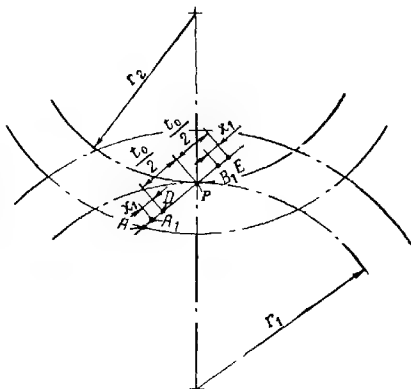
$$\frac{b}{r_0} \int_{-\left(\frac{t_0}{2} + x_1\right)}^{-\frac{t_0}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx.$$

Следовательно, уменьшение заземленного объема, или объем жидкости, вытесняемой из замкнутого пространства, равен

$$q_{x1} = \frac{b}{r_0} \left[\int_{\frac{t_0}{2} - x_1}^{\frac{t_0}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx - \int_{-\left(\frac{t_0}{2} + x_1\right)}^{-\frac{t_0}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx \right].$$



Фиг. 24. К определению закона изменения заземленного объема.



Фиг. 25. Изменение заземленного объема.

После интегрирования получим

$$q_{x1} = \frac{b}{r_0} \left[\frac{\left(\frac{t_0}{2} + x_1\right)^3}{3} - \frac{t_0^3}{24} - \frac{t_0^3}{24} + \frac{\left(\frac{t_0}{2} - x_1\right)^3}{3} \right].$$

После некоторых преобразований получим

$$q_{x1} = \frac{b}{r_0} \left[\frac{t_0}{3} \left(\frac{t_0^2}{4} + 3x_1^2 \right) - \frac{t_0^3}{12} \right]$$

или

$$q_{x1} = \frac{b}{r_0} t_0 x_1^2. \quad (83)$$

Весь вытесняемый объем найдем, подставляя вместо x_1 максимальное его значение:

$$(x_1)_{\max} = \frac{l - t_0}{2} = \frac{t_0(\varepsilon - 1)}{2};$$

$$q_b = \frac{b}{r_0} \frac{t_0^3}{4} (\varepsilon - 1)^2. \quad (84)$$

Уравнение (83) дает зависимость изменения защемленного объема от x_1 , представляющего собой расстояние точки зацепления от точки, находящейся от полюса P на расстоянии половины основного шага, когда защемленный объем имеет минимальную величину.

На фиг. 24 изображена кривая изменения этого объема. Минимальная ордината этой кривой представляет собой минимальный объем, определяемый формулой (82).

Остальные ординаты получаются прибавлением к этой минимальной ординате величины q_{x1} , изменяющейся по параболе. Максимальный объем имеет место в начальный и конечный моменты образования защемленного объема.

Мгновенную подачу жидкости, выталкиваемой из защемленного объема, найдем из уравнения

$$\frac{dq_{x1}}{dt} = \frac{dq_{x1}}{dx_1} \cdot \frac{dx_1}{dt}.$$

Но

$$\frac{dq_{x1}}{dx_1} = \frac{2b_0 t_0}{r_0} x_1$$

и

$$\frac{dx_1}{dt} = r_0 \omega,$$

откуда

$$\frac{dq_{x1}}{dt} = \frac{2bt_0}{r_0} x_1 r_0 \omega = 2bt_0 \omega x_1. \quad (85)$$

Максимальное значение подачи будет в начальный момент образования защемленного объема, когда $x_1 = \frac{l - t_0}{2} = \frac{t_0(\varepsilon - 1)}{2}$:

$$\left(\frac{dq_{x1}}{dt} \right)_{\max} = 2bt_0 \omega \frac{t_0(\varepsilon - 1)}{2} = \omega b t_0^2 (\varepsilon - 1). \quad (86)$$

Этот максимальный мгновенный расход жидкости, выталкиваемой из защемленного объема в момент начала его образования, вдвое больше среднего расхода.

Действительно, полный вытесняемый объем согласно формуле (84) равен

$$q_v = \frac{b}{r_0} \frac{t_0^3}{4} (\varepsilon - 1)^2.$$

Но так как $2\pi r_0 = z t_0$ и $r_0 = \frac{z t_0}{2\pi}$, то

$$q_v = \frac{b \cdot 2\pi t_0^3 (\varepsilon - 1)^2}{z t_0 \cdot 4} = \frac{\pi b}{2z} t_0^2 (\varepsilon - 1)^2.$$

Этот объем вытесняется за время перемещения точки зацепления на величину $\frac{t - t_0}{2} = \frac{t_0 (\varepsilon - 1)}{2}$.

Если насос делает n оборотов в минуту, то время одного оборота $60/n$ сек, а время перемещения точки зацепления на один основной шаг $\frac{60}{nz}$ сек; искомое время будет меньше этой величины во столько раз, во сколько $\frac{t_0 (\varepsilon - 1)}{2}$ меньше t_0 , т. е. в $\frac{\varepsilon - 1}{2}$ раз.

Следовательно:

$$t = \frac{60 (\varepsilon - 1)}{nz^2}.$$

Средний расход жидкости

$$\frac{q_v}{t} = \frac{\pi b t_0^2 (\varepsilon - 1)^2 nz \cdot 2}{2z \cdot 60 (\varepsilon - 1)}$$

или

$$\frac{q_v}{t} = \frac{\omega b t_0^2 (\varepsilon - 1)}{2}. \quad (87)$$

Как видим, средний расход, определяемый полученной формулой, вдвое меньше максимального расхода, имеющего место в момент образования зацепленного объема.

Формула для определения максимальной производительности

Максимально возможную теоретическую производительность шестеренного насоса найдем, если к производительности пары зубьев добавим вытесняемый на линию нагнетания объем, запираемый каждой парой зубьев.

Ранее была получена формула для определения подачи пары зубьев

$$q = \frac{2\pi b}{z} \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right),$$

где

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2.$$

К этой величине следует добавить вытесняемый одной парой зубьев объем, определяемый формулой (84):

$$q_v = \frac{bt_o^3}{r_o^4}(\epsilon - 1)^2.$$

Или, подставляя в эту формулу $t_o = \frac{2\pi r_o}{z}$, получим

$$q_v = \frac{2\pi b}{z} \cdot \frac{t_o^2}{4} (\epsilon - 1)^2.$$

Складывая q и q_v , получим максимально возможную подачу парой зубьев

$$q_{II} = q + q_v = \frac{2\pi b}{z} \left[R_e^2 - r^2 - \frac{kt_o^2}{12} + \frac{t_o^2}{4} (\epsilon - 1)^2 \right].$$

Или, подставляя вместо k его значение, получим

$$q_{II} = \frac{2\pi b}{z} \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_o^2}{12} \right). \quad (88)$$

Умножив полученное значение q_{II} на z и n , найдем теоретическую производительность шестеренного насоса в случае полного использования заземленного объема:

$$Q_{II} = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_o^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \text{ л/мин.} \quad (89)$$

Тот же результат получили бы, если на участке зацепления первой пары зубьев (см. фиг. 23) от точки B до точки E добавили разность между объемом, нагнетаемым этой парой, и объемом, нагнетаемым за этот период новой парой от точки A до точки D .

Эта разность равна величине нагнетаемого из заземленной полости объема жидкости, определяемого формулой (84).

Действительно:

$$\begin{aligned} q_v &= \frac{b}{r_o} \left[\int_{t_o - \frac{l}{2}}^{\frac{t_o}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx - \int_{-\frac{l}{2}}^{-\frac{t_o}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx \right] - \\ &= \frac{b}{r_o} \left[\frac{1}{3} \left(t_o - \frac{l}{2} \right)^3 - \frac{1}{3} \left(\frac{t_o}{2} \right)^3 + \frac{1}{3} \left(\frac{l}{2} \right)^3 - \frac{1}{3} \left(\frac{t_o}{2} \right)^3 \right] = \\ &= \frac{b}{r_o} \frac{t_o^3}{4} (\epsilon - 1)^2. \end{aligned} \quad (89a)$$

Но прибавление этой величины к найденному ранее объёму, полученному при интегрировании в пределах от $-\frac{t}{2}$ до $t_0 - \frac{t}{2}$, равносильно интегрированию в пределах от $-\frac{t_0}{2}$ до $+\frac{t_0}{2}$.

Действительно, интегрируя уравнение (69) в этих пределах, получим формулу (89) для определения теоретической производительности.

Аналогичная формула получена Тома [17]. Случай неиспользования зацеплённого объёма при продолжительности зацепления больше единицы, предусмотренный первым вариантом формулы, им не рассматривался.

Формула для определения теоретической производительности насоса из шестерен с различными числами зубьев

Ниже приводится вывод формулы, определяющей теоретическую производительность также для редко встречающихся случаев внешнего зацепления, когда качающий узел представляет собой пару шестерен с различными числами зубьев.

При выводе настоящей формулы индексы «1» отнесены к ведущей шестерне, индексы «2» — к ведомой.

Вывод аналогичен ранее приведенному для одинаковых шестерен.

В данном случае длина линии зацепления (см. фиг. 21)

$$MN = Me + Ne = \cup Ma + \cup Na = r_{o1}\beta_1 + r_{o2}\beta_2,$$

но так как

$$MN = MP + NP = r_{o1} \operatorname{tg} \alpha + r_{o2} \operatorname{tg} \alpha = (r_{o1} + r_{o2}) \operatorname{tg} \alpha,$$

то

$$r_{o1}\beta_1 + r_{o2}\beta_2 = (r_{o1} + r_{o2}) \operatorname{tg} \alpha;$$

откуда

$$\beta_2 = \frac{r_{o1} + r_{o2}}{r_{o2}} \operatorname{tg} \alpha - \frac{r_{o1}}{r_{o2}} \beta_1; \quad (90)$$

$$d\beta_2 = -\frac{r_{o1}}{r_{o2}} d\beta_1.$$

Пользуясь принятыми ранее обозначениями, получим

$$dS_1 = \left(\frac{R_{e1}^2 - r_{o1}^2}{2} - \frac{r_{o1}^2 \beta_1^2}{2} \right) d\beta_1. \quad (91)$$

Подставляя в соответствующие формулы найденные выражения для β_2 и $d\beta_2$, получим

$$dS_5 = \frac{R_{e2}^2 - r_{o2}^2}{2} \frac{r_{o1}}{r_{o2}} d\beta_1;$$

$$dS_6 = \frac{r_{o2}^2 \beta_2^2}{2} d\beta_2;$$

$$dS_6 = \frac{r_{01}}{r_{02}} [(r_{01} + r_{02}) \operatorname{tg} \alpha - r_{01} \beta_1]^2 d\beta_1;$$

$$dS_2 = dS_5 - dS_6;$$

$$dS_2 = \frac{r_{01}}{r_{02}} \{ (R_{e2}^2 - r_{02}^2) - [(r_{01} + r_{02}) \operatorname{tg} \alpha - r_{01} \beta_1]^2 \} d\beta_1. \quad (92)$$

Но $dq = (dS_1 + dS_2) b$. Заменяя dS_1 его выражением из уравнения (91) и dS_2 из (92), получим

$$dq = \frac{b}{2} \left\{ R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_{01}}{r_{02}} - (r_{01}^2 + r_{01} r_{02}) - \right. \\ \left. - [(r_{01} + r_{02}) \operatorname{tg} \alpha - r_{01} \beta_1]^2 \frac{r_{01}}{r_{02}} - r_{01}^2 \beta_1^2 \right\} d\beta_1.$$

Но

$$r_{01} \operatorname{tg} \alpha - r_{01} \beta_1 = Pe = -x; \quad d\beta_1 = \frac{dx}{r_{01}},$$

следовательно:

$$dq = \frac{b}{2r_{01}} \left\{ R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_{01}}{r_{02}} - (r_{01}^2 + r_{01} r_{02}) - \right. \\ \left. - (r_{02} \operatorname{tg} \alpha - x)^2 \frac{r_{01}}{r_{02}} - (r_{01} \operatorname{tg} \alpha + x)^2 \right\} dx; \\ dq = \frac{b}{2r_{01}} \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_{01}}{r_{02}} - r_{01}^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) - \right. \\ \left. - r_{01} r_{02} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) - x^2 \left(1 + \frac{r_{01}}{r_{02}} \right) \right] dx.$$

Так как

$$1 + \operatorname{tg}^2 \alpha = \frac{1}{\cos^2 \alpha}; \quad \frac{r_{01}}{\cos^2 \alpha} = r_1; \quad \frac{r_{02}}{\cos \alpha} = r_2,$$

то

$$dq = \frac{b}{2r_{01}} \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 - r_1 r_2 - x^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right] dx. \quad (93)$$

Обозначая расстояние от начала зацепления A до полюса P через l_1 и интегрируя уравнение (93), найдем

$$q = \frac{b}{2r_{01}} \int_{-l_1}^{l_0 - l_1} \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 - r_1 r_2 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) x^2 \right] dx.$$

Имея в виду, что $(t_0 - l_1) - (-l_1) = t_0$,

$$\frac{1}{3}[(t_0 - l_1)^3 - (-l_1)^3] = \frac{1}{3}(t_0^3 - 3t_0^2 l_1 + 3t_0 l_1^2) = \\ = \frac{t_0^3}{3} \left[1 + 3 \left(\frac{l_1}{t_0} \right)^2 - 3 \frac{l_1}{t_0} \right],$$

получим

$$q = \frac{bt_0}{2r_{e1}} \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1(r_1 + r_2) - \right. \\ \left. - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) k_p \frac{t_0^2}{3} \right], \quad (94)$$

где для шестерен разных диаметров коэффициент

$$k_p = 1 + 3 \left(\frac{l_1}{t_0} \right)^2 - 3 \frac{l_1}{t_0}. \quad (95)$$

Величину l_1 можно определить следующим образом.

$$l_1 = \sqrt{R_{e2}^2 - r_{e2}^2} - \sqrt{r_2^2 - r_{e2}^2}. \quad (96)$$

Учитывая, что $t_0 = \frac{2\pi r_{o1}}{z_1}$, и умножая q на z_1 и на n_1 , получим из уравнения (94) следующую формулу для определения теоретической производительности Q_T насоса из шестерен с различными числами зубьев:

$$Q_T = \pi b n_1 \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - (r_1 + r_2) r_1 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) k_p \frac{t_0^2}{3} \right] 10^{-6} \text{ л/мин.}$$

Учитывая, что $R_{e1} = r_1 + h$; $R_{e2} = r_2 + h$, где h — высота головки зуба, получим

$$Q_T = \pi b n_1 \left[4r_1 h + \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \left(h^2 - k_p \frac{t_0^2}{3} \right) \right] 10^{-6} \text{ л/мин.}, \quad (97)$$

где k_p определяется из уравнений (95) и (96).

Формула для определения производительности насоса с внутренним зацеплением

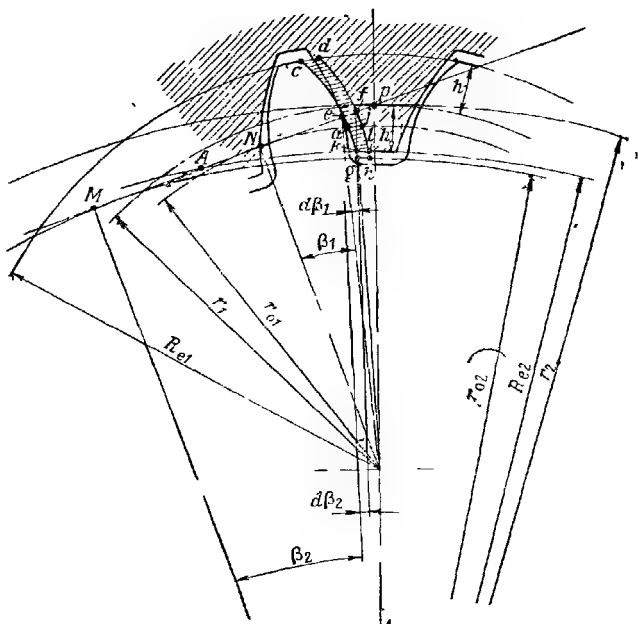
Объем жидкости, вытесняемой за время dt , равен произведению заштрихованной площади между кривыми *cek* и *dfl* на ширину зуба b (фиг. 26):

$$dq = (dS_{def} + dS_{efkl})b = (dS_1 + dS_2)b.$$

Принимаем шестерню с внешним зубом за ведущую и присваиваем ей индекс «1», а шестерню с внутренним зубом — за ведомую и присваиваем ей индекс «2».

Вывод значения dS_1 не отличается от сделанного ранее для внешнего зацепления:

$$dS_1 = \left(\frac{R_{e1}^2 - r_{o1}^2}{2} - \frac{r_{o1}^2 \beta_1^2}{2} \right) d\beta_1.$$



Фиг. 26 К выводу формулы теоретической производительности насоса с внутренним зацеплением.

Для определения зависимости между β_1 и β_2 рассмотрим следующие равенства:

$$MN = Me - Ne = \cup Mg - \cup Na = r_{o2} \beta_2 - r_{o1} \beta_1;$$

$$MN = MP - NP = r_{o2} \operatorname{tg} \alpha - r_{o1} \operatorname{tg} \alpha = (r_{o2} - r_{o1}) \operatorname{tg} \alpha;$$

откуда

$$\beta_2 = \frac{r_{o2} - r_{o1}}{r_{o2}} \operatorname{tg} \alpha + \frac{r_{o1}}{r_{o2}} \beta_1; \quad d\beta_2 = \frac{r_{o1}}{r_{o2}} d\beta_1.$$

Площадь $dS_{efkl}=dS_2$ равна разности площадей $dS_{efgh}=dS_6$ и $dS_{klgh}=dS_5$:

$$dS_2 = dS_6 - dS_5.$$

Но, как доказано:

$$dS_6 = \frac{r_0^2 \beta_2^2}{2} d\beta_2,$$

и

$$dS_5 = \frac{R_{e2}^2 - r_{o2}^2}{2} d\beta_2.$$

Следовательно

$$dS_2 = \left(\frac{r_{o2}^2 \beta_2^2}{2} - \frac{R_{e2}^2 - r_{o2}^2}{2} \right) d\beta_2.$$

Подставляя значения β_2 и $d\beta_2$, получим

$$dS_2 = \frac{r_{o1}}{2r_{o2}} \{ [(r_{o2} - r_{o1}) \operatorname{tg} u + r_{o1} \beta_1]^2 - R_{e2}^2 + r_{o2}^2 \} d\beta_1.$$

Подставляя найденные значения dS_1 и dS_2 в уравнение для определения dq , получим

$$\begin{aligned} dq = & \frac{b}{2r_{o1}} \left\{ R_{e1}^2 - R_{e2}^2 \frac{r_{o1}}{r_{o2}} + r_{o1}(r_{o2} - r_{o1}) + \right. \\ & \left. + (r_{o2} \operatorname{tg} u + x)^2 \frac{r_{o1}}{r_{o2}} - (r_{o1} \operatorname{tg} u + x)^2 \right\} dx = \\ = & \frac{b}{2r_{o1}} \left[R_{e1}^2 - R_{e2}^2 \frac{r_{o1}}{r_{o2}} - r_{o1}^2 (1 + \operatorname{tg}^2 u) + \right. \\ & \left. + r_{o1} r_{o2} (1 + \operatorname{tg}^2 u) - \left(1 - \frac{r_{o1}}{r_{o2}} \right) x^2 \right] dx. \end{aligned}$$

В полученном выше выражении, заменив

$$1 + \operatorname{tg}^2 u = \frac{1}{\cos^2 u}; \quad r_{o1}(1 + \operatorname{tg}^2 u) = r_1, \quad r_1 r_{o1}(1 + \operatorname{tg}^2 u) = r_1 r_2;$$

$$\frac{r_{o1}}{r_{o2}} = \frac{r_1}{r_2}, \text{ получим}$$

$$dq = \frac{b}{2r_{o1}} \left[R_{e1}^2 - R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 + r_1 r_2 - \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) x^2 \right] dx.$$

Интегрируя в пределах от $-l_1$ до $l_0 - l_1$, где l_1 — расстояние AP , получим

$$q = \frac{bt_0}{2r_{o1}} \left[R_{e1}^2 - R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} + r_1(r_2 - r_1) - \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) k_{\text{вн}} \frac{t_0^2}{3} \right].$$

где $k_{\text{вн}}$ — коэффициент для внутреннего зацепления

$$k_{\text{вн}} = 1 + 3 \left(\frac{l_1}{t_0} \right)^2 - 3 \left(\frac{l_1}{t_0} \right). \quad (98)$$

Величину l_1 можно определить следующим образом:

$$l_1 = \sqrt{R_{e1}^2 - r_{o2}^2} - \sqrt{R_{e2}^2 - r_{o2}^2}. \quad (99)$$

Умножая значения q на $z_1 \cdot n_1$, получим формулу для определения теоретической производительности $Q_{T \text{ вн}}$ насоса с внутренним зацеплением:

$$Q_{T \text{ вн}} = \pi b n_1 \left[R_{e1}^2 - R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} + r_1 (r_2 - r_1) - \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) k_{\text{вн}} \frac{t_0^2}{3} \right] 10^{-6} \text{ л/мин.} \quad (100)$$

Это выражение можно упростить. Обозначая высоту головки зуба, через h , получим

$$R_{e1} = r_1 + h; \quad R_{e2} = r_2 - h;$$

$$Q_{T \text{ вн}} = \pi b n_1 \left[4r_1 h + \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \left(h^2 - k_{\text{вн}} \frac{t_0^2}{3} \right) \right] 10^{-6} \text{ л/мин.} \quad (101)$$

Коэффициент $k_{\text{вн}}$ определяется из уравнений (98) и (99).

Формула для определения теоретической производительности насоса с косозубыми шестернями

Теоретическую производительность такого насоса можно определить аналитически только в случае обеспечения контактирования зубьев, гарантирующего непрерывную изоляцию полостей нагнетания и всасывания.

В отличие от прямозубых колес, где на продолжении всего зацепления контакт происходит по всей ширине зуба по прямой, параллельной оси колеса, и эта прямая разделяет полость нагнетания от полости всасывания, в косозубых шестернях зацепление может происходить не по всей ширине зуба.

Для изоляции камер насоса необходимо, чтобы вступление в зацепление точки профиля, расположенной на одном из торцов (точка А) произошло раньше, чем выйдет из зацепления точка профиля предыдущей пары зубьев, находящаяся на втором торце (точка В, фиг. 27).

Если обозначить через Δ величину смещения торцовых профилей зуба относительно друг друга, то это условие при наличии бокового зазора выразится аналитически следующим неравенством

$$\frac{\Delta}{r_d} < \frac{2\pi}{z} (\epsilon_s - 1),$$

где ϵ_s — коэффициент перекрытия в торцовом сечении;

r_d — радиус делительной окружности в торцовом сечении.

Если обозначить угол наклона спирали по делительной окружности через β_d , то $\Delta = b \operatorname{tg} \beta_d$.

Подставляя значение Δ в приведенное выше неравенство, получим:

$$\operatorname{tg} \beta_d < \frac{2\pi}{zb} r_d (\epsilon_s - 1).$$

Обозначив угол зацепления в торцовом сечении через α_s , получим

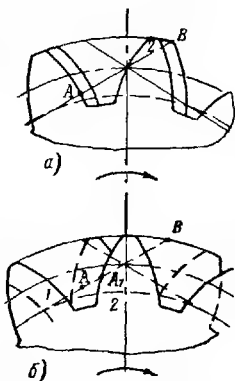
$$r_d = \frac{r_{os}}{\cos \alpha_s},$$

где r_{os} — радиус основной окружности в торцовом сечении.

Тогда

$$\operatorname{tg} \beta_d < \frac{2\pi r_{os}}{zb \cos \alpha_s} (\epsilon_s - 1);$$

$$\operatorname{tg} \beta_d < \frac{t_o}{b \cos \alpha_s} (\epsilon_s - 1). \quad (102)$$



Фиг. 27. Положение точек зацепления в косозубой передаче.

На фиг. 27 приведен случай зацепления при несоблюдении этого неравенства. Изоляция камер насоса нарушится при повороте пары зубьев на угол, превышающий величину $\frac{2\pi}{z} (\epsilon_s - 1) = \frac{\operatorname{tg} \beta_d \cdot b}{r_d}$, так как ни данная пара зубьев, ни вступающая в зацепление новая пара не имеют контакта по всей ширине зуба.

При беззазорном зацеплении величина предельного угла β может быть несколько повышена.

В дальнейшем будут рассмотрены только случаи соблюдения неравенства (102), так как при больших углах β отсутствует основное требование, предъявляемое к роторным насосам, и периодическое отсутствие контакта по всей ширине зуба затрудняет точное определение теоретической производительности такого насоса.

Для определения теоретической производительности шестеренного насоса с косыми зубьями при углах наклона зубьев β , удовлетворяющих неравенству (102), рассмотрим зацепление шестерен

на элементарной ширине зуба dy , где остаются справедливыми полученные ранее зависимости для прямозубых колес. Если обратиться к ранее сделанному выводу, то

$$dq_k = (dS_1 + dS_2) dy, \\ dq_k = [R_e^2 - r^2 - r_o^2 (\beta_{1y} - \operatorname{tg} \alpha_1)^2] dy d\beta_{1y}, \quad (103)$$

где β_{1y} — угол поворота в рассматриваемом сечении, расположенном на расстоянии y от торца.

Если через β_1 обозначить угол поворота торцового сечения, то зависимость между этими углами выразится следующим образом:

$$\beta_{1y} = \beta_1 + \frac{\operatorname{tg} \beta_{\pi}}{r_{\pi}} y = \beta_1 + \frac{\operatorname{tg} \beta_1 \cos \alpha_s}{r_{os}} y; \quad (104)$$

$$d\beta_{1y} = d\beta_1 + \frac{\operatorname{tg} \beta_1 \cos \alpha_s}{r_{os}} dy. \quad (105)$$

Подставляя значения β_{1y} и $d\beta_{1y}$ в формулу (103), получим

$$dq_k = \left\{ R_e^2 - r^2 - r_{os}^2 \left[\beta_1 - \operatorname{tg} \alpha_s + \frac{\operatorname{tg} \beta_1 \cos \alpha_s}{r_{os}} y \right]^2 \right\} d\beta_1 dy.$$

Но согласно доказанному ранее

$$\beta_1 - \operatorname{tg} \alpha_s = \frac{x}{r_{os}};$$

$$d\beta_1 = \frac{dx}{r_{os}}.$$

Следовательно:

$$q_k = \frac{1}{r_{os}} \int_0^b \int_{-\frac{l}{2}}^{t_0 - \frac{l}{2}} [R_e^2 - r^2 - x^2 - 2x \operatorname{tg} \beta_{\pi} \cos \alpha_s y - \operatorname{tg}^2 \beta_{\pi} \cos^2 \alpha_s y^2] \times \\ \times dy dx;$$

$$q_k = \frac{b}{r_{os}} \int_{-\frac{l}{2}}^{t_0 - \frac{l}{2}} [R_e^2 - r^2 - x^2 - b \operatorname{tg} \beta_{\pi} \cos \alpha_s x - \frac{b^2}{3} \operatorname{tg}^2 \beta_{\pi} \cos^2 \alpha_s] dx.$$

(105a)

После интегрирования получим

$$q_k = \frac{b}{r_{os}} \left[(R_e^2 - r^2) t_0 - \frac{t_0^2}{12} (4 - 6\varepsilon_s + 3\varepsilon_s^2) + \right. \\ \left. + \frac{b}{2} \operatorname{tg} \beta_{\pi} \cos \alpha_s t_0^2 (\varepsilon - 1) - \frac{b^2}{3} \operatorname{tg}^2 \beta_{\pi} \cos^2 \alpha_s t_0 \right];$$

$$q_k = \frac{2\pi b}{z} \left[R_e^2 - r^2 - \frac{b^2}{3} \cos^2 \alpha_s \operatorname{tg}^2 \beta_n - \frac{t_o^2}{12} (4 - 6\varepsilon_s + 3\varepsilon_s^2) + \right. \\ \left. + \frac{b}{2} \cos \alpha_s \operatorname{tg} \beta_n t_o (\varepsilon_s - 1) \right].$$

Умножив полученное выражение на z и n , получим формулу для определения теоретической производительности насоса с косозубыми шестернями, при условии, если наклон зуба по делительной окружности удовлетворяет неравенству (102):

$$Q_k = 2\pi b n \left[R_e^2 - r^2 - \frac{b^2}{3} \cos^2 \alpha_s \operatorname{tg}^2 \beta_n - \frac{t_o^2}{12} (4 - 6\varepsilon_s + 3\varepsilon_s^2) + \right. \\ \left. + \frac{b}{2} \cos \alpha_s \operatorname{tg} \beta_n t_o (\varepsilon_s - 1) \right]. \quad (106)$$

Если подставить предельное значение угла β_n , т. е.

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{t_o}{b \cos \alpha_s} (\varepsilon_s - 1),$$

то

$$Q_k = 2\pi b n \left[R_e^2 - r^2 - \frac{t_o^2}{12} (\varepsilon_s^2 - 2\varepsilon_s + 2) \right] \cdot 10^{-6} \text{ л/мин.} \quad (107)$$

Полученная формула может быть приведена к виду формулы, используемой для прямозубых шестерен:

$$Q_k = 2\pi b n \left[R_e^2 - r^2 - k_{\text{кос}} \frac{t_o^2}{12} \right] \cdot 10^{-6} \text{ л/мин,} \quad (108)$$

где

$$k_{\text{кос}} = \varepsilon_s^2 - 2\varepsilon_s + 2. \quad (109)$$

В приведенных формулах все величины R_e , r , t_o и ε относятся не к нормальному, а к торцовому сечению.

Из формулы (105а) следует, что скорость подачи

$$\frac{dq_k}{dt} = b\omega \left(R_e^2 - r^2 - x^2 - b \operatorname{tg} \beta_n \cos \alpha_s x - \right. \\ \left. - \frac{b^2}{3} \operatorname{tg}^2 \beta_n \cos^2 \alpha_s \right). \quad (110)$$

Чтобы определить значение x , при котором эта функция имеет максимум, приравняем к нулю производную по x :

$$\frac{dy}{dx} = -2x - b \operatorname{tg} \beta_n \cos \alpha_s = 0; \quad \frac{d^2y}{dx^2} = -2.$$

Откуда

$$x = -\frac{b \operatorname{tg} \beta_n \cos \alpha_s}{2}.$$

Подставляя в формулу (110) полученное значение x , найдем максимальную величину мгновенной подачи:

$$\left(\frac{dq_K}{dt}\right)_{\max} = b\omega \left(R_e^2 - r^2 - \frac{b^2 \operatorname{tg}^2 \beta_1 \cos^2 \alpha_s}{12} \right). \quad (111)$$

§ 2. ПУЛЬСАЦИЯ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

Из уравнения (93) следует, что в общем случае для шестерен с различными числами зубьев (z_1 на ведущей шестерне и z_2 на ведомой) скорость подачи насоса определяется по следующей формуле:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{b}{2r_{01}} \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 - r_1 r_2 - x^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right] \frac{dx}{dt}.$$

Но так как мгновенная подача

$$\frac{dq}{dt} = \frac{dq}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dq}{dx} \omega r_0,$$

то

$$\frac{dq}{dt} = \frac{b\omega}{2} \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - r_1^2 - r_1 r_2 - x^2 \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right].$$

Обозначив высоту головки ведущей шестерни через h_1 и ведомой — через h_2 , получим

$$R_{e1} = r_1' + h_1, \quad R_{e2} = r_2' + h_2.$$

Тогда

$$q_x = \frac{dq}{dt} = \frac{b\omega}{2} \left[2r_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{r_1}{r_2} h_2^2 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) x^2 \right]. \quad (112)$$

Из этой формулы следует, что максимальная подача имеет место при $x=0$, т. е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача убывает по параболическому закону (фиг. 28).

Максимальная подача

$$(q_x)_{\max} = \frac{b\omega}{2} \left[2r_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{r_1}{r_2} h_2^2 \right].$$

Минимальная подача при $x = \pm \frac{t_0}{2}$

$$(q_x)_{\min} = \frac{b\omega}{2} \left[2r_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{r_1}{r_2} h_2^2 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \frac{t_0^2}{4} \right].$$

Максимальная разность подач

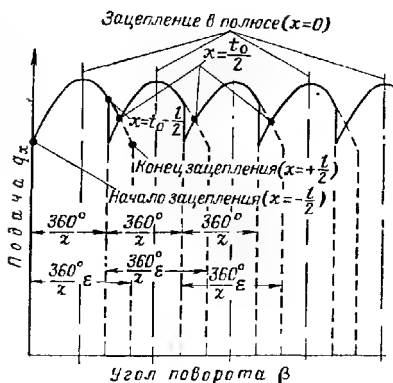
$$\Delta q_{\max} = (q_x)_{\max} - (q_x)_{\min} = \frac{b\omega}{2} \left[\left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \frac{t_0^2}{4} \right].$$

Превышение максимального значения подачи над текущим составит

$$\Delta q_x = (q_x)_{\max} - q_x = \frac{b\omega_1}{2} \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) x^2. \quad (113)$$

Закон изменения пульсации найдем, взяв производную от Δq_x по времени и имея в виду, что

$$\frac{d\Delta q_x}{dt} = \frac{d\Delta q_x}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{d\Delta q_x}{dx} \omega_1 r_{o1}.$$



Фиг. 28. Пульсация расхода.

Следовательно:

$$\frac{d\Delta q_x}{dt} = b\omega_1^2 r_{o1} \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) x. \quad (114)$$

Максимальная скорость изменения пульсации при $x = \pm \frac{l_0}{2}$

$$\left(\frac{d\Delta q_x}{dt}\right)_{\max} = \pm b\omega_1^2 r_{o1} \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \frac{t_0}{2}.$$

Степень неравномерности подачи можно оценивать коэффициентом, который равен отношению разности между наибольшей и наименьшей подачами к наибольшей подаче:

$$\sigma_1 = \frac{(q_x)_{\max} - (q_x)_{\min}}{(q_x)_{\max}} = \frac{\Delta q_{\max}}{(q_x)_{\max}}.$$

После подстановки значений $\Delta q_{\max}$ и $(q_x)_{\max}$ получим

$$\sigma_1 = \frac{\left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) \frac{t_0^2}{4}}{2r_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{r_1}{r_2} h_2^2}. \quad (115)$$

Полученные в общем случае формулы упростятся для наиболее часто встречающегося насоса с одинаковыми шестернями, т. е. для случая

$$z_1 = z_2 = z; \quad \omega_1 = \omega_2 = \omega; \quad r_1 = r_2 = r; \quad h_1 = h_2 = h.$$

В указанном случае имеем

$$\Delta q_{\max} = \frac{b\omega t_0^2}{4}; \quad (116)$$

$$\Delta q_x = b\omega x^2; \quad (117)$$

$$\frac{d\Delta q_x}{dt} = 2b\omega^2 r_0 x; \quad (118)$$

$$\left(\frac{d\Delta q_x}{dt}\right)_{\max} = \pm b\omega^2 r_0 t_0.$$

Степень неравномерности подачи получим из формулы (115)

$$\sigma_1 = \frac{t_0^2}{4(2rh + h^2)}. \quad (119)$$

Для нулевых колес, когда $2r = mz$, и при коэффициенте высоты головки, равном единице ($h = m$), шаг по основной окружности $t_0 = m \pi \cos \alpha_0$, тогда формула (119) примет следующий вид:

$$\sigma_1 = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4(z + 1)}. \quad (120)$$

Степень неравномерности определяют так же, как отношения разности между максимальной и минимальной подачами к средней подаче.

Последняя может быть найдена из формулы (88), если разделить величину производительности за один шаг на величину шага t_0 и помножить на $\frac{dx}{dt} = \omega r_0$:

$$(q_x)_{\text{ср}} = \frac{q}{t_0} \omega r_0 = \frac{bt_0}{r_0} \frac{\omega r_0}{t_0} \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12}\right).$$

Откуда

$$(q_x)_{\text{ср}} = b\omega \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12}\right) = b\omega \left(2rh + h^2 - \frac{t_0^2}{12}\right).$$

Тогда неравномерность подачи

$$\sigma_2 = \frac{(q_x)_{\max} - (q_x)_{\min}}{(q_x)_{\text{ср}}} = \frac{t_0^2}{4 \left(2rh + h^2 - \frac{t_0^2}{12} \right)}$$

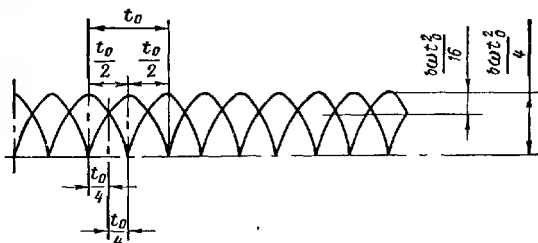
или для пулевых колес, когда

$$2r = mz; \quad h = m; \quad t_0 = m \pi \cos \alpha_0,$$

получим

$$\sigma_2 = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4 \left(z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right)}. \quad (121)$$

Из формулы (120) следует, что степень неравномерности уменьшается с увеличением угла зацепления передачи и с увеличением числа зубьев.



Фиг. 29 Пульсация расхода для обычной и двухроторной схем

Исходя из необходимости уменьшения пульсации потока, желательно применять насосы с большими числами зубьев. Однако с точки зрения габаритов насоса выгоднее применять насосы с небольшим числом зубьев и большими модулями.

Упомянутая выше схема трехступенчатого насоса с одной камерой нагнетания является выгодной с точки зрения снижения пульсаций.

Такой же эффект можно получить в двухступенчатом насосе, если при сборке обеспечить соответствующее смещение качающих узлов таким образом, чтобы начало зацепления одной пары соответствовало моменту прохождения точки зацепления второй пары через полюс.

В этом случае закон изменения расходов будет иметь характер, показанный на фиг. 29.

Так как $\Delta q_x = b\omega x^2$, а в данном случае $x_{\max}$ уменьшается вдвое ($\frac{t_0}{4}$ вместо $\frac{t_0}{2}$), то, следовательно, максимальная амплитуда уменьшится в 4 раза и будет равна $(\Delta q_x)_{\max} = \frac{b\omega t_0^2}{16}$ при увеличении частоты колебаний в два раза. Этим доказывается эффективность указанной коррекции зацепления для уменьшения пульсации потока жидкости.

§ 3. ОБЪЕМНЫЕ ПОТЕРИ В ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСАХ

Объемный к. п. д.

При отсутствии кавитации объемные потери определяются утечками через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и подпятников (или корпусов), через радиальные зазоры между цилиндрическими поверхностями расточек корпуса и наружными поверхностями головок зубьев шестерен, а также через неплотности контакта между зубьями.

Потери перечислены в порядке их значимости. Как указано в гл. VII, утечки через торцовые зазоры играют значительную роль, а при отсутствии гидравлической компенсации имеют решающее значение, составляя около 75% суммарных утечек.

Испытания типового шестеренного насоса показали снижение объемного к. п. д. на 25% при увеличении торцового зазора на 0,1 мм и снижение η_v только на 0,25% при увеличении диаметрального зазора на 0,1 мм.

Величина торцового зазора выбирается в обычных конструкциях, где отсутствует гидравлическое поджатие, так, чтобы гарантировать сохранение пленки жидкости между трущимися поверхностями, с учетом неровностей и биений этих поверхностей.

В результате решения уравнения движения жидкости в зазоре между одной неподвижной и другой вращающейся пластинами, получено уравнение, дающее зависимость величины утечек от различных факторов [9].

В данной книге не приводится эта формула, как и другие формулы, определяющие величину объемных потерь, так как пользование ими вряд ли целесообразно: определение величины утечек и объемного к. п. д. может быть достоверным только в результате экспериментальной проверки. Следует однако указать, что наибольшее влияние на величину утечек оказывает величина торцового зазора (входящая в формулу в 3-й степени), размер уплотнительного пояса и вязкость жидкости. Поэтому при отсутствии гидравлической компенсации необходимо стремиться к увеличению уплотнительного пояса и к минимально возможным торцовым зазорам. Уменьшение торцовых зазоров можно получить за счет высокой точности и чистоты обработки торцов.

При гидравлическом поджатии торцов шестерен к плоскости подпятников, помимо точности и чистоты обработки трущихся по-

верхностей, желательное притупление кромок на торцах или снятие на торцах зубьев фасок под малыми углами для создания клина и лучшего смазывания трущихся поверхностей.

Производительность в см^3 за 1 оборот на 1 мм ширины зуба (удельная производительность) обозначалась ранее через q' .

Обозначим теоретическую производительность насоса за 1 оборот через q_T . Тогда

$$q_T = q' b$$

или

$$q_T = 2\pi b \left(R_c^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right). \quad (122)$$

Теоретическая производительность насоса

$$Q_T = q_T n = 2\pi b n \left(R_c^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right).$$

Действительная производительность насоса

$$Q_d = Q_T - Q_{ут} - Q_{вс},$$

где $Q_{ут}$ — расход жидкости на утечки, т. е. объемные потери насоса;
 $Q_{вс}$ — потери на всасывание.

Объемный к. п. д. насоса

$$\eta_v = \frac{Q_d}{Q_T} = 1 - \frac{Q_{ут} + Q_{вс}}{Q_T} = 1 - \frac{q_{ут} + q_{вс}}{q_T}, \quad (123)$$

где $q_{ут}$ и $q_{вс}$ — соответственно объемные потери и потери на всасывание за 1 оборот.

Наличие газовой составляющей в рабочей жидкости оказывает влияние на производительность насоса, ухудшая условие заполнения рабочих камер.

Это влияние еще больше возрастает в авиационных насосах, работающих на больших высотах при очень низком атмосферном давлении (фиг. 30).

Из заземленного пространства объем жидкости, равный минимальному заземленному объему, определяемому формулой (82), переносится обратно на линию всасывания.

Воздух, заключенный в этом объеме жидкости, вновь расширяется и уменьшает степень заполнения впадин.

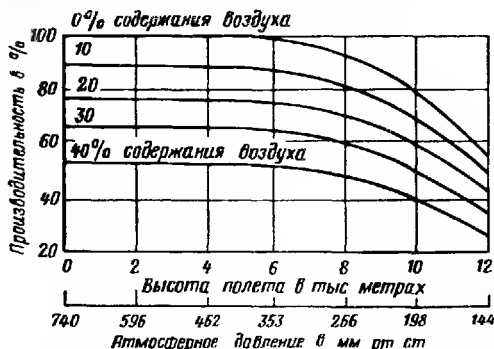
С уменьшением абсолютного давления на входе в насос, что имеет место, в частности, в авиационных насосах с подъемом на высоту, увеличивается объемное содержание воздуха и снижается объемный к. п. д. насоса.

Объемные потери за счет растворенного воздуха могут быть учтены двумя коэффициентами, из которых один зависит от свойств жидкости, а второй — от качества всасывающей системы и степени ее герметичности.

Первый коэффициент α называется коэффициентом абсорбции и характеризует относительный объем растворенного в жидкости воздуха при атмосферном давлении и данной температуре.

Для расчета насоса в высотных условиях необходимо знать величину коэффициента абсорбции α при давлении и температуре, соответствующих расчетной высоте H .

Второй коэффициент β характеризует относительный объем нерастворенного воздуха, присутствующего в жидкости, вследствие негерметичности всасывающей магистрали.



Фиг. 30. Влияние содержания воздуха на производительность насоса при высотных полетах.

При отсутствии специального подкачивающего насоса относительный объем увлеченного из атмосферы воздуха при падении давления от атмосферного давления p_H до давления во впадине зуба $p_{вп}$ составляет $\beta \frac{p_H}{p_{вп}}$, а относительное количество выделившегося воздуха, отнесенное к единице объема жидкости, равно

$$\alpha \frac{p_H}{p_{вп}} - \alpha = \alpha \left(\frac{p_H}{p_{вп}} - 1 \right).$$

Давление $p_{вп}$ можно определить из равенства

$$p_{вп} = p_{вс} - p_t - \sum p_i.$$

В зоне всасывания концентрация эмульсии в междузубовой впадине λ_1 определяется отношением суммарного объема воздушных составляющих к объему эмульсии:

$$\lambda_1 = \frac{\alpha \left(\frac{p_H}{p_{вп}} - 1 \right) + \beta \frac{p_H}{p_{вп}}}{1 + \alpha \left(\frac{p_H}{p_{вп}} - 1 \right) + \beta \frac{p_H}{p_{вп}}}. \quad (124)$$

В зоне нагнетания эмульсия приобретает во впадине концентрации λ_2 , определяемую из соотношения

$$\frac{\lambda_1}{1-\lambda_1} p_{\text{вп}} = \frac{\lambda_2}{1-\lambda_2} p_{\text{нагн}}.$$

Откуда

$$\lambda_2 = \frac{\lambda_1 \frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{нагн}}}}{1 - \lambda_1 \left(1 - \frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{нагн}}}\right)}.$$

Таким образом, в зоне всасывания относительный объем рабочей жидкости равен $1-\lambda_1$, а в зоне нагнетания он равен $1-\lambda_2$.

Объем жидкости, нагнетаемый за 1 оборот, составит

$$q_{\text{т1}} = q_{\text{т}}(1-\lambda_1) - v_{\text{заш}} z (\lambda_1 - \lambda_2);$$

$$q_{\text{т1}} = q_{\text{т}} \left\{ 1 - \lambda_1 \left[1 + \frac{v_{\text{заш}} z}{q_{\text{т}}} \left(1 - \frac{\frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{нагн}}}}{1 - \lambda_1 \left(1 - \frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{нагн}}}\right)} \right) \right] \right\},$$

где $v_{\text{заш}} z$ — суммарная величина минимального зацементированного объема за один оборот.

Но

$$q_{\text{т}} - q_{\text{т1}} = q_{\text{вс}}; \quad \eta_v = 1 - \frac{q_{\text{ут}} + q_{\text{вс}}}{q_{\text{т}}},$$

где $q_{\text{вс}}$ — потери от недозаполнения за один оборот

$$\frac{q_{\text{вс}}}{q_{\text{т}}} = \lambda_1 \left[1 + \frac{v_{\text{заш}} z}{q_{\text{т}}} \left(1 - \frac{\frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{нагн}}}}{1 - \lambda_1 \left(1 - \frac{p_{\text{вп}}}{p_{\text{нагн}}}\right)} \right) \right]. \quad (125)$$

§ 4. КАВИТАЦИЯ

Вывод формулы для проверки кавитационного запаса насоса

В тех зонах потока засасываемой насосом жидкости, где абсолютное давление падает до давления паров жидкости p_t при имеющейся температуре t , жидкость вскипает; возникающие при этом пузырьки пара увлекаются потоком и переносятся им в область более высокого давления, где происходит конденсация пузырьков; кинетическая энергия частиц жидкости, заполняющих с большой скоростью полости конденсирующихся пузырьков, переходит в давление и вызывает местный гидравлический удар. Это явление называется кавитацией.

Местная кавитация проявляется внешне в форме характерного шума, вызываемого гидравлическими ударами, и приводит к местному эрозионному разрушению материала стенок корпуса, подшипника и других деталей. При дальнейшем росте и распространении кавитации нарушается сплошность потока и нормальная работа насоса, резко падает производительность, вплоть до полного отказа работы насоса (см. кавитационные характеристики гл. VII).

Явление кавитации имеет место в насосах различных типов — центробежных, пропеллерных, поршневых и роторных, к которым относятся и шестеренные.

Эрозионное разрушение при местной кавитации начинается вследствие того, что давление в месте удара потока о стенку превышает предел упругости материала. Величина давления p при гидравлическом ударе определяется следующей формулой:

$$p = \frac{\gamma}{g} v_n \frac{a_1 a_2}{a_1 + a_2},$$

где v_n — нормальная составляющая скорости; a_1 — скорость звука в жидкости; a_2 — скорость звука в материале стенки.

Для воды $a_1 = 1437$ м/сек при $t = 13,7^\circ \text{C}$ и $a_1 = 1457$ м/сек при $t = 25,2^\circ \text{C}$.

Для керосина $a_1 \approx 1200$ м/сек.

Для стали $a_2 = 5000$ м/сек при $t = 15 - 20^\circ \text{C}$.

Для алюминия $a_2 = 5100$ м/сек при $t = 18^\circ \text{C}$.

Для латуни $a_2 = 3480$ м/сек при $t = 15 - 20^\circ \text{C}$.

Для меди $a_2 = 3550$ м/сек при $t = 15 - 20^\circ \text{C}$.

Таким образом, для стали и алюминия при $\gamma = 0,8 \cdot 10^3$ кг/м³ и $a_1 = 1200$ м/сек в керосине

$$p = \frac{0,8 \cdot 10^3}{9,81} \cdot \frac{1200 \cdot 5000}{6200} \cdot \frac{1}{10^4} v_n \approx 7,9 v_n \text{ кг/см}^2.$$

Для бронзы и латуни

$$p = \frac{0,8 \cdot 10^3}{9,81} \cdot \frac{1200 \cdot 3500}{4700} \cdot \frac{1}{10^4} v_n = 7,3 v_n \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно, бронза и латунь более стойки против эрозии, чем сталь и алюминий. Рядом опытов доказано, что наибольшей устойчивостью против разъедания при кавитации обладают те материалы, которые наиболее устойчивы в отношении коррозионной усталости.

Скорость удара v_n значительно увеличивается при наличии углублений. Если эти углубления имеют острые края, то они разъедаются в первую очередь.

Жидкость, ударяясь о стенку, образует сначала микроскопические углубления, которые усиливают процесс разъедания и являются очагами разрушения материала. Этим объясняется губчатый характер поверхности, подверженной кавитации.

Образованию в начальной стадии микроскопических углублений способствуют местные дефекты материала и в первую очередь шероховатости и риски на поверхности, являющиеся следами механической обработки.

Наступление кавитации определяется не только числом оборотов и параметрами насоса, но и скоростью движения жидкости и величиной абсолютного давления в зоне всасывания, а также упругостью паров рабочей жидкости и количеством растворенного в ней воздуха.

Потери на всасывании на пути от бака до впадин зубьев складываются из следующих сопротивлений:

1. Сопротивления труб, фильтров, расходомеров и пр.
2. Потери, вызванные центробежной силой, препятствующей заполнению впадин.
3. Потери на удар, образующиеся вследствие внезапного расширения пространства при переходе жидкости из сечения трубы во всасывающую камеру.
4. Потери на входе в междузубовое пространство и потери, связанные с изменением скорости жидкости, приобретающей скорость ротора.

Потери на входе в пространство между зубьями зависят от положения зубьев. В первый момент после выхода зубьев из зацепления, когда щель между вершиной всасывающего зуба и боковой поверхностью ведомого зуба мала, сопротивление имеет наибольшую величину; при дальнейшем повороте щель увеличивается и сопротивление падает.

Учет этих сопротивлений затруднителен и попытки введения их в расчет приводят к ничем не обоснованным допущениям о равенстве среднеприведенного размера между зубьями бокового зазору [13], что весьма далеко от истины.

В действительности влияние этого сопротивления сказывается лишь на весьма малом угле поворота и может привести в некоторых случаях к возникновению местной кавитации.

Неправильно учитываются в той же работе [13] потери, связанные с изменением скорости и направления потока жидкости.

Эти потери в предлагаемом расчете учтены потерями p_{ϵ} , определяемыми экспериментальным путем.

Другие потери, как например трение о стенки камеры и потери при движении жидкости в пространстве между зубьями, учитываются принятым в расчете предположением, что весь скоростной напор во всасывающем канале расходуется на удар.

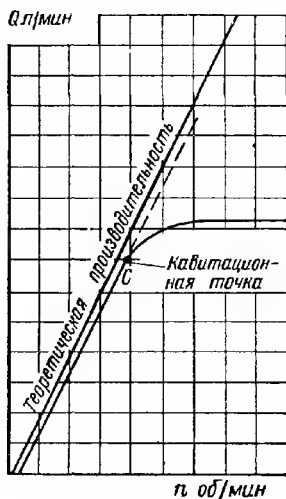
Разрыву потока жидкости способствует находящийся в ней в нерастворенном состоянии воздух, а также растворенный воздух, который частично при понижении давления выделяется из раствора.

Возникновение общей кавитации насоса можно проследить по кавитационной характеристике.

Кавитационные характеристики могут быть двух видов.

Первый вид, изображенный на фиг. 31, характеризует производительность насоса при постоянных давлениях нагнетания и всасывания и переменной скорости вращения.

Так как утечки зависят в основном от отношения $\Delta p/\mu$ (Δp — перепад, создаваемый насосом, μ — коэффициент вязкости рабочей жидкости), а это отношение остается постоянным, то до наступления кавитации действительная производительность насоса изменяется по прямой, весьма близкой к прямой, параллельной теоретической производительности.



Фиг. 31. Кавитационная характеристика $Q=f(n)$.

В точке С наступает кавитационный режим; кривая производительности начинает отклоняться от прямой и, начиная с определенных чисел оборотов, увеличение производительности насоса прекращается.

Другой вид кавитационной характеристики при постоянных числах оборотов, постоянном давлении нагнетания и переменном давлении на входе приведен на фиг. 32.

Потери от центробежной силы представлены линией а. Эти потери падают от полной величины, определяемой для случая полного заполнения впадины, до 20—30% от этой величины при нулевой подаче. Это происходит потому, что при кавитации имеет место недозаполнение впадин рабочей жидкостью, поступление ее вместе с паром, что вызывает уменьшение плотности, а следовательно, и центробежной силы. Последняя не уменьшается до

нуля при нулевой подаче, так как жидкость, объем которой равен сумме утечек и защемленного объема жидкости, возвращается на всасывание и насос должен перекачивать этот объем жидкости для того, чтобы поддерживать давление. Работа насоса при нулевой подаче возможна лишь кратковременно в связи с неизбежным повышением температуры жидкости и омываемых ею деталей насоса.

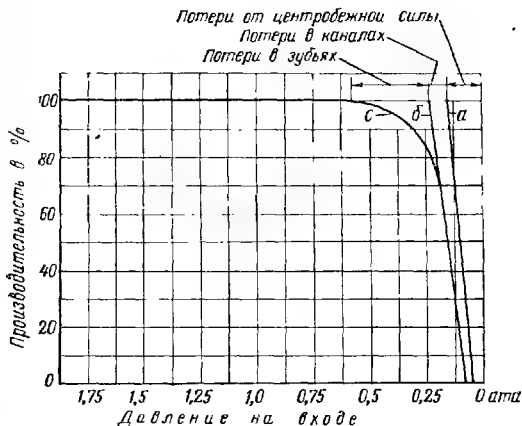
Расчетная величина потерь в канале, добавленная к потерям от центробежной силы, характеризуется линией б, которая совпадает с экспериментальной линией с от нулевой производительности и выше (примерно до $2/3$ полной производительности, когда начинают заметно сказываться потери в зубьях, которые значительны в момент контакта и быстро уменьшаются при выходе зубьев из контакта).

Если давление в баках равно атмосферному, то давление жидкости во впадинах зубьев, необходимое для полного их заполнения, выразится следующей формулой:

$$p_{вс} = p_H \mp z_h \gamma - p_i - p_j - \frac{v^2 \gamma}{2g}, \quad (126)$$

где p_H — барометрическое давление в кг/см^2 ;

z_h — разность между уровнем жидкости в баке и отметкой уровня насоса в см.



Фиг. 32. Кавитационная характеристика $Q=f(p_{вх})$.

Знак минус относится к тому случаю, когда уровень в баке ниже уровня насоса, а знак плюс — когда уровень в баке выше уровня насоса:

p_i — потери давления жидкости на пути прохождения ее от бака до впадин зубьев в кг/см^2 , вызываемые сопротивлениями труб, фильтров, расходомеров и др., а также изменениями сечений и направлений потока в каналах насоса;

p_j — давление от центробежных сил инерции жидкости во впадинах зубьев в кг/см^2 ;

v — скорость жидкости на входе в насос в см/сек ;

γ — удельный вес жидкости в кг/см^3 .

С другой стороны, обозначая кавитационный запас через $\Delta p_{\text{кав}}$ и упругость паров жидкости при температуре t через p_t , получим

$$p_{\text{вс}} = p_t + \Delta p_{\text{кав}}. \quad (127)$$

Откуда

$$\Delta p_{\text{кав}} = p_{\text{вс}} - p_t.$$

Подставляя $p_{\text{вс}}$ из уравнения (126), получим

$$\Delta p_{\text{кав}} = p_H - z_h \gamma - p_t - p_j - \frac{v^2 \gamma}{2g} - p_t. \quad (128)$$

Давление от центробежных сил инерции жидкости p_j определяется следующим образом. Бесконечно малая масса жидкости dm во впадине зуба, отсекаемая радиусами q и $q+dq$ и двумя радиусами под углом $d\varphi$, равна

$$dm = \frac{\gamma}{g} b q d\varphi dq,$$

Центробежная сила, развиваемая этой массой:

$$dP_j = \omega^2 q dm = \omega^2 \frac{\gamma}{g} b q^2 d\varphi dq,$$

а создаваемое ею давление

$$dp_j = \frac{dP_j}{b q d\varphi} = \frac{\omega^2 \gamma}{g} q dq.$$

После интегрирования получим

$$p_j = \frac{\omega^2 \gamma}{g} \int_{R_i}^{R_e} q dq = \frac{\omega^2 \gamma}{2g} (R_e^2 - R_i^2)$$

или

$$p_j = \frac{\omega^2 \gamma}{8g} (D_e^2 - D_i^2). \quad (129)$$

Так как $D_e = m(z+2)$; $D_i = m(z-2,4)$, то $D_e^2 - D_i^2 = 8,8 m^2 (z-0,2)$, и формула (129) принимает такой вид:

$$\begin{aligned} p_j &= \frac{\pi^2 n^2 \gamma}{7200 \cdot g 10^2} 8,8 m^2 (z-0,2) = \\ &= 12,4 \gamma m^2 n^2 (z-0,2) 10^{-8} \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \quad (130)$$

Предпоследний член равенства (128) найдем, исходя из следующих соображений.

Скорость жидкости во всасывающем трубопроводе

$$v = \frac{Q 10^6}{60 \cdot F_{\text{вс}}} \text{ см/сек},$$

где Q — производительность насоса в л/мин;
 $F_{\text{вс}}$ — минимальное сечение на входе в насос в мм²;
 $Q = 2\pi b n m^2 (z + 0,2) 10^{-6}$ л/мин;

$$v = \frac{2\pi b n m^2 (z + 0,2)}{60 \cdot F_{\text{вс}} \cdot 10} = \frac{b n m^2 (z + 0,2)}{95,5 \cdot F_{\text{вс}}} \text{ см/сек.}$$

Следовательно:

$$\begin{aligned} \frac{v^2 \gamma}{2g} &= \frac{b^2 m^4 n^2 (z + 0,2)^2}{18250 F_{\text{вс}}^2} \cdot \frac{\gamma}{g} = \\ &= \frac{5,6 \gamma b^2 m^4 n^2 (z + 0,2)^2}{F_{\text{вс}}^2} 10^{-8} \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \quad (131)$$

Подставляя значения p_j и $\frac{v^2 \gamma}{2g}$ из формул (130) и (131) в формулу (128), получим

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{квв}} &= p_H + z_n \gamma - p_t - p_t - \gamma m^2 n^2 \times \\ &\times \left[12,4 (z - 0,2) + \frac{5,6 b^2 m^2}{F_{\text{вс}}^2} (z + 0,2)^2 \right] 10^{-8} \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \quad (132)$$

Расчет высотности авиационного насоса

Рассмотрим вопрос о расчете высотности топливного насоса авиационного двигателя. Высотность насоса определяется из условия бескавитационной работы на расчетной высоте. Это условие сводится к тому, чтобы давление на входе в основной насос двигателя (давление всасывания) превышало упругость паров рабочей жидкости при условиях, соответствующих расчетной высоте, на величину кавитационного запаса.

Современные авиационные двигатели для увеличения высотности топливной системы снабжены подкачивающими насосами.

На современном двигателе применяются иногда два подкачивающих насоса, из которых один установлен непосредственно в баке, а другой, так же как и основной топливный насос, приводится во вращение от авиационного двигателя. Этот второй подкачивающий насос поддерживает на всех режимах работы двигателя постоянное избыточное давление p . В дальнейшем речь будет идти только об этом подкачивающем насосе (если их два).

Расчет высотности топливной системы сводится к определению минимального давления подкачивающего насоса, обеспечивающего достаточное давление на входе в основной насос двигателя.

Принимая кавитационный запас равным $0,3 \text{ кг/см}^2$, получаем давление всасывания

$$p_{\text{вс}} = p_t + 0,3 \text{ кг/см}^2, \quad (133)$$

где p_t — упругость паров топлива при температуре $t^\circ \text{C}$.

Кавитационный запас можно найти путем снятия кавитационной характеристики качающего узла, которая строится обычно в виде $Q=Q(p_{вс})$ для постоянного числа оборотов и постоянного давления нагнетания. Такие характеристики приведены в гл. VII.

При работе насоса на высоте кавитационный запас будет соответственно ниже за счет уменьшения барометрического давления.

Кроме того, снижение кавитационного запаса на высоте является также следствием большого влияния на характеристику насоса растворенного в топливе воздуха. В отличие от условий работы насоса при снятии кавитационной характеристики на стенде с установкой, состоящей из бака и прямого короткого трубопровода, при работе насоса на высоте объем выделяющегося воздуха довольно значителен.

На режимах, близких к кавитационным, наличие выделяющегося воздуха сказывается весьма отрицательно на работе топливной системы: ускоряет процесс кавитации и сильно ухудшает условия работы насоса.

Воспользовавшись имеющимися экспериментальными данными по аналогичным насосам, можно предварительно произвести приближенный расчет высотности, как указано ниже.

Так как основной топливный насос является объемным насосом и его производительность зависит только от оборотов и не зависит от наличия подкачивающих насосов, то скорость на входе в насос $v=Q/F$ и она не изменяется при введении подкачивающих насосов. Следовательно, введение подкачивающего насоса изменяет только статическое давление, а именно: оно увеличивается на величину $\Delta p_{п.н.}$, где $\Delta p_{п.н.}$ — избыточное давление на выходе из последнего подкачивающего насоса, поддерживаемое постоянным при помощи специального клапана, установленного на подкачивающем насосе.

Небольшой разностью уровней основного и подкачивающего насосов на двигателе можно пренебречь, поэтому для случая работы с подкачивающим насосом формула (126) примет следующий вид:

$$p_{гс} = p_H + \Delta p_{п.н.} - p_{\xi} - p_j - \frac{v^2 \gamma}{2g}. \quad (134)$$

В данном случае величина p_{ξ} представляет собой потери жидкости на пути ее движения от подкачивающего насоса до впадин зубьев основного насоса.

Подставляя найденное значение $p_{вс}$ в формулу (133), получим

$$p_H + \Delta p_{п.н.} - p_{\xi} - p_j - \frac{v^2 \gamma}{2g} = p_t + 0,3.$$

Подставляя значения p_j и $\frac{v^2 \gamma}{2g}$ из формул (130) и (131) в приведенную выше формулу, получим

$$\Delta p_{п.н.} = p_t + p_{\xi} + p_j + \frac{v^2 \gamma}{2g} - p_H + 0,3 \text{ кг/см}^2;$$

$$\Delta p_{n,n} = p_t + p_z - p_H + 0,3 + \gamma m^2 n^2 \left[12,4 (z - 0,2) + \frac{5,66^2 m^2}{F_{вс}^2} (z + 0,2)^2 \right] 10^{-8} \text{ кг/см}^2. \quad (135)$$

§ 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Рассмотрим усилия, действующие на цапфу ведомой шестерни.

На фиг. 33 шестерни заменены плоскостными системами, в которых e — точка зацепления шестерен в рассматриваемый момент времени t , прямые $O_1e = q_1$ и $O_2e = q_2$ соединяют эту точку с центрами шестерен и прямые O_1F_1 и O_2F_2 разделяют области всасывания и нагнетания.

Крутящий момент, создаваемый силами давления жидкости на ведомой шестерне:

$$M_{1x} - p_x b R_e \frac{R_e}{2} - p_x b q_2 \frac{q_2}{2} = - p_x b \frac{R_e^2 - q_2^2}{2}. \quad (136)$$

В начале зацепления $q_2 = R_e$ и, следовательно, $M_{1x} = 0$, затем момент растет, достигает максимума и вновь немного убывает к концу зацепления.

Пренебрегая деформацией стенок каналов, вызываемых пульсацией расхода, и принимая, что давление будет изменяться пропорционально квадрату расхода, получим следующий закон изменения давления:

$$p_x = C_1 (R_e^2 - r^2 - x^2)^2. \quad (137)$$

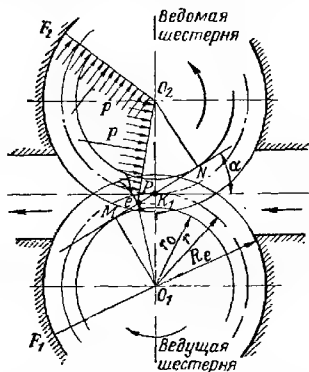
Из треугольника O_2Pe

$$q_2^2 = r^2 + x^2 - 2rx \sin \alpha.$$

После подстановки значения p_x и q_2^2 в формулу (136) получим

$$M_{1x} = C_2 (R_e^2 - r^2 - x^2)^2 (R_e^2 - r^2 + 2rx \sin \alpha - x^2).$$

Поскольку расчет нагрузки производим для ведомой шестерни, как более нагруженной, то в § 7 определим закон изменения кру-



Фиг. 33. К определению крутящего момента ведомой шестерни.

тящего момента для ведомой шестерни и найдем значение x , при котором момент достигает максимального значения.

Найдем закон изменения суммарного крутящего момента.

Аналогично уравнению (136) для ведущего колеса

$$M_{2x} = p_x b \frac{R_e^2 - q_1^2}{2},$$

где

$$q_1^2 = r^2 + x^2 + 2rx \sin \alpha.$$

В начале зацепления при $x = -l/2$ радиус q_1 имеет минимальное значение, а множитель $R_e^2 - q_1^2$ — максимальное значение. Величина p_x по мере приближения точки зацепления к полюсу увеличивается, а затем падает, множитель же непрерывно уменьшается.

Суммарный крутящий момент

$$M_x = M_{1x} + M_{2x} = \frac{p_x b}{2} [R_e^2 - (q_1^2 + q_2^2)].$$

Следовательно:

$$M_x = p_x b (R_e^2 - r^2 - x^2). \quad (138)$$

Полученное выражение аналогично закону изменения мгновенной подачи q , только вместо ω в это выражение входит давление p_x .

Если подставить вместо p_x его выражение из уравнения (137), то получим

$$M_x = C_s (R_e^2 - r^2 - x^2)^3.$$

Следовательно, максимальное значение крутящего момента будет иметь место при $x=0$, т. е. в момент зацепления в полюсе, минимальное значение крутящего момента будет в момент начала зацепления при $x = -l/2$.

В случае полного использования зацепленного объема крутящий момент в начале и конце зацепления зубьев будет одинаков и может быть найден при подстановке вместо x значения $t_0/2$.

Среднее значение крутящего момента может быть найдено, если в уравнении (138) принять среднее значение давления нагнетания, тогда

$$M_{cp} = \frac{p_b}{t_0} \int (R_e^2 - r^2 - x^2) dx.$$

Пределами интегрирования будут в случае неиспользования зацепленного объема от $-\frac{l}{2}$ до $t_0 - \frac{l}{2}$, а в случае его полного использования от $-\frac{t_0}{2}$ до $+\frac{t_0}{2}$.

В первом случае

$$M_{\text{ср}} = pb \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right), \quad (139)$$

где

$$k = 4 - 6\epsilon + 3\epsilon^2.$$

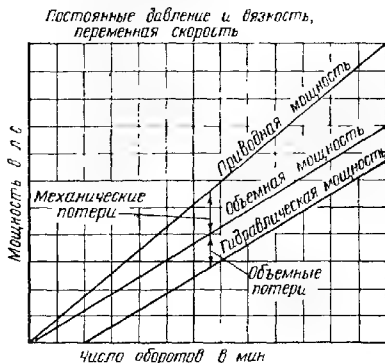
Во втором случае

$$M_{\text{ср}} = pb \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right). \quad (140)$$

§ 6. МЕХАНИЧЕСКИЙ И ОБЩИЙ К. П. Д. ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Механические и гидравлические потери

Гидравлические потери включают потери на жидкостное трение в торцовых и радиальных зазорах, на преодоление сил инерции, на перерезание струи жидкости и на вытеснение жидкости из заземленного объема через разгрузочные устройства.



Фиг. 34. Потери в насосе $N = f(n)$.

Основные гидравлические потери (фиг. 34) представляют собой потери жидкостного трения и потери на всасывании.

Момент жидкостного трения в торцовом зазоре можно получить из приведенной формулы для силы трения в потоке жидкости по закону Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dn},$$

где μ — коэффициент абсолютной вязкости жидкости;
 v — скорость жидкости по нормали к поверхности.

Считая скорость жидкости по нормали изменяющейся по линейному закону, можно вместо производной взять среднюю скорость v/S_τ , где S_τ — толщина торцового слоя.

Тогда формула примет следующий вид:

$$\tau = \mu \frac{\omega \varrho}{S_\tau}. \quad (141)$$

Элементарный момент силы трения частицы жидкости, расположенной на расстоянии ϱ от оси вращения:

$$dM_{в.тр} = \tau 2\pi \cdot \varrho \cdot d\varrho \cdot \varrho.$$

Или, подставляя найденное выражение для τ , получим

$$dM_{в.тр} = \mu \frac{\omega \varrho}{S_\tau} 2\pi \varrho^2 d\varrho.$$

Откуда получим момент трения одного торца:

$$M_{в.тр1} = \frac{2\pi\mu\omega}{S_\tau} \int_r^{R_e} \varrho^3 d\varrho,$$

где нижний предел интегрирования r_2 — наименьший радиус уплотнительного пояса.

Умножая результат интегрирования на 4, получим значения момента сил трения для четырех торцов:

$$M_{в.тр} = \frac{2\pi\mu\omega}{S_\tau} (R_e^4 - r_2^4). \quad (142)$$

Определение момента сил трения в радиальных зазорах затруднительно и осложняется тем, что радиальный зазор является переменным, убывая от линии нагнстания к линии всасывания.

Можно приближенно определить этот момент, пользуясь методом, изложенным в § 7, где переходная зона разбита на участки и для каждого зуба найден зазор S_i , перепад давления на зубе Δp_i и давление в щели $(p_i)_{щ}$.

Пользуясь формулой для касательного напряжения в слое жидкости между двумя пластинками, из которых одна скользит со скоростью u , получим

$$\tau = \mu \frac{u}{S_i} - \frac{d(p_i)_{щ}}{dx} \left(\frac{S_i}{2} - y \right),$$

где ось X расположена по длине щели, а ось Y — в радиальном направлении.

Принимая, как указано в § 7, падение давления по длине щели, равной толщине вершины зуба S_e , по линейному закону можно заменить производную $d(p_i)_{щ}/dx$ величиной $(p_i)_{щ}/S_e$.

При $y=S_e$ и $q=R_e$, получим

$$\tau = \mu \frac{\omega R_e}{S_i} + \frac{1}{2} \frac{(p_i)_{\text{ли}}}{S_e} S_i.$$

Сила трения на участке, охватывающем дугу, соответствующую одному зубу, составит

$$F_i = \tau_i \frac{2\pi R_e}{z} b = \frac{2\pi R_e}{z} b \left[\mu \frac{\omega R_e}{S_i} + \frac{1}{2} \frac{(p_i)_{\text{ли}} S_i}{S_e} \right].$$

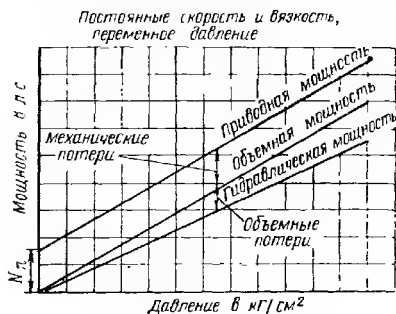
Момент жидкостного радиального трения на этом участке

$$M_{\text{тр}} = \frac{2\pi R_e^2}{z} b \left[\mu \frac{\omega R_e}{S_i} + \frac{1}{2} \frac{(p_i)_{\text{ли}} S_i}{S_e} \right].$$

Суммируя моменты трения для обеих шестерен, получим

$$M_{\text{тр}} = \frac{4\pi R_e^2 b}{z} \left[\mu \omega R_e \sum_1^{m_x+1} \frac{1}{S_i} + \frac{1}{2 S_e} \sum_1^{m_x+1} (p_i)_{\text{ли}} S_i \right]. \quad (143)$$

Кроме найденных моментов сил жидкостного трения, затрачиваемых на смещение слоев вязкой жидкости в радиальных и тор-



Фиг. 35. Потери в насосе $N=f(p)$.

цовых зазорах, сопротивление вращению ротора оказывают моменты сил механического трения, как зависящее от величины перепада, создаваемого насосом (трение скольжения зубьев шестерен, трение в подшипниках качения), так и не зависящие от давления нагнетания, а являющиеся функцией только оборотов насоса. К последним относятся потери на трение в уплотнениях вала, в скользящих подшипниках (см. фиг. 34 и 35).

Таким образом, все потери могут быть разделены на две группы:

- а) зависящие от нагрузки,
- б) не зависящие от нагрузки.

Как указано ниже, кривые зависимости момента сопротивления или мощности насоса и двигателя от величины давления не проходят через начало координат: при давлении $p=0$ ордината M_k характеризует величину момента M_n , не зависящего от нагрузки при данном числе оборотов в минуту.

Механические потери, зависящие от перепада давлений, будем учитывать в дальнейшем неполным механическим к. п. д. η_m , который принимаем в среднем равным 0,85, потери на трение холостого хода определяем по экспериментальным данным.

Механический и общий к. п. д. насоса

Крутящий момент $M_{пр}$, затрачиваемый на приводном валу насоса, равен сумме следующих моментов:

теоретического момента M , затрачиваемого на создание давления жидкости в объеме, описываемом рабочими элементами насоса;

момента механического трения, зависящего от величины перепада давления, создаваемого насосом, и включающего трения в зацеплении, в подшипниках качения и в торцах шестерен при наличии поджатия;

сопротивления M_n , не зависящего от величины нагрузки, и связанного с гидравлическими и механическими потерями, зависящими от числа оборотов.

Перечисленные моменты определяются:

M — текущие значения по формуле (138) и средние значения по формуле (139);

$M_{м.тр}$ — может быть учтен неполным механическим к. п. д. η_m ;

M_n — определяется экспериментально и может быть установлен для вновь проектируемого насоса на основании экспериментальных данных по насосам аналогичной конструкции и типоразмера.

Таким образом

$$M_{пр} = M + M_{м.тр} + M_n. \quad (144)$$

Теоретическая работа в $\kappa\Gamma \cdot \text{см}$ (А), совершаемая за 1 оборот насоса, равна произведению теоретического момента на угол 2π или произведению перепада давления $p = p_{наг} - p_{вс}$ на производительность за 1 оборот в см^3

$$A = M \cdot 2\pi = p q_T.$$

$$\text{Откуда } M = \frac{p q_T}{2\pi},$$

где q_T — теоретическая производительность насоса за 1 оборот.

Аналогично момент механического трения

$$M_{\text{м.тр}} = (1 - \eta'_m) M = (1 - \eta'_m) \frac{pq_\tau}{2\pi}.$$

Таким образом, крутящий момент, затрачиваемый на приводном валу насоса, равен

$$M_{\text{пр}} = \frac{pq_\tau}{2\pi} (2 - \eta'_m) + M_n. \quad (145)$$

Приводную мощность насоса найдем из равенства

$$N_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}} n}{71620} = \frac{n}{71620} \left[\frac{pq_\tau}{2\pi} (2 - \eta'_m) + M_n \right]. \quad (146)$$

Во всех приведенных формулах q_τ имеет размерность $\text{см}^3/\text{об}$. Зная теоретическую мощность насоса

$$N = \frac{pQ_\tau}{450} \text{ в л. с.,}$$

где Q_τ — теоретическая производительность в $\text{л}/\text{мин}$, можно приводную мощность насоса выразить следующей формулой

$$N_{\text{пр}} = N \left(2 - \eta'_m + \frac{2\pi}{q_\tau} M_n \right). \quad (147)$$

Полный механический к. п. д. насоса

$$\eta_m = \frac{N}{N_{\text{пр}}}.$$

Как видим, полный механический к. п. д. насоса включает все потери как механические, так и гидравлические.

Подставляя найденные значения N и $N_{\text{пр}}$, получим

$$\eta_m = \frac{1}{2 - \eta'_m + \frac{2\pi}{q_\tau p} M_n}. \quad (148)$$

Полный к. п. д. насоса

$$\eta = \eta_v \eta_m = \frac{1 - \frac{q_{\text{ут}} + q_{\text{ис}}}{q_\tau}}{2 - \eta'_m + \frac{2\pi}{q_\tau p} M_n}. \quad (149)$$

Если принять $\eta_m = 0,85$, то последние две формулы получают следующий вид:

$$\eta_m = \frac{1}{1,15 + \frac{2\pi}{q_{\tau P}} M_n} ; \quad \eta = \frac{1 - \frac{q_{\tau\tau} + q_{\tau\kappa}}{q_{\tau}}}{1,15 + \frac{2\pi}{q_{\tau P}} M_n}.$$

§ 7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИИ ОСЕЙ ШЕСТЕРЕН

Метод приближенного расчета нагрузок на опоры шестерен

В связи с большими давлениями нагнетания в современных шестеренных насосах цапфы и подшипники подвержены значительным нагрузкам, определять которые необходимо более точно, чем принято в настоящее время.

Насколько неточны и ошибочны существующие приближенные методы, можно судить по сопоставлению результатов расчетов большого количества насосов предлагаемым аналитическим методом с расчетом по формуле, рекомендуемой в ряде курсов и устанавливающей следующую зависимость между полной нагрузкой на подшипники P , давлением нагнетания p и размерами шестерен:

$$P = 0,65pbD_e.$$

По описанному выше первому способу был произведен расчет более 30 различных насосов, имеющих диапазон модулей от 1 до 6, давлений от 2 до 120 кг/см² и чисел зубьев z от 8 до 14.

Обобщая результаты этих расчетов, полную нагрузку на подшипники можно определить по формуле

$$P = 0,85pbD_e, \quad (150)$$

т. е. расчетная нагрузка на 30% выше, чем определяемая с помощью упомянутой ранее приближенной формулы.

Надо иметь в виду, что при пользовании вторым, уточненным, методом максимальная нагрузка на ведомую шестерню оказывается еще выше, в чем легко убедиться сравнением приближенной нагрузки и точной, приведенной на фиг. 48, которая показывает, что на всем протяжении переходной зоны действительная нагрузка превышает принятую в первом методе.

Таким образом, более тщательный анализ нагрузок на подшипники и обоснованный расчет их вполне оправдан. Необходимость в таком расчете особо диктуется применением насосов с высокими давлениями нагнетания.

Переходим к рассмотрению усилий, действующих на цапфу ведомой шестерни.

Крутящий момент, создаваемый силами давления жидкости на ведомой шестерне, как доказано выше в § 5:

$$M_{kx} = p_x b \frac{R_e^2 - q_2^2}{2};$$

$$M_{kx} = C_2 (R_e^2 - r^2 - x^2) (R_e^2 - r^2 + 2rx \sin \alpha - x^2).$$

Если построить кривую $M_k = M_k(x)$, то она будет аналогична указанной на фиг. 38. В начале зацепления $q_2 = R_e$ и, следовательно, $M_k = 0$. Величина p_x по мере приближения точки зацепления к полюсу растет, а затем падает, множитель же $(R_e^2 - q_2^2)$ в связи с уменьшением q_2 непрерывно растет.

Таким образом, максимальное значение крутящего момента ведомой шестерни, а следовательно, и максимальная величина силы давления на зуб будут иметь место в тот момент, когда точка зацепления несколько не дойдет до точки B , отстоящей от начала зацепления A на расстоянии шага t_0 . Значение x , соответствующее максимуму функции $M_k = M_k(x)$, найдем, приравняв нулю производную $\frac{\partial M_k}{\partial x}$:

$$(R_e^2 - r^2 - x^2)(r \sin \alpha - x) - 2x(R_e^2 - r^2 - x^2 + 2rx \sin \alpha) = 0. \quad (151)$$

Принимая среднее значение α равным 30° , упростим уравнение (151)

$$3x^3 - 2,5rx^2 - 3(R_e^2 - r^2)x + 0,5r(R_e^2 - r^2) = 0. \quad (152)$$

В том, что найденное из этого уравнения значение x будет действительно соответствовать максимуму функции, легко убедиться, взяв вторую производную и доказав, что при этом значении x она будет иметь отрицательное значение. Действительно, $x < (t_0 - \frac{t}{2})$.

Если даже принять максимальное значение $x = \frac{t_0}{2}$ и поставить во вторую производную, то, учитывая, что $t_0 = 2,952m$; $r = \frac{mz}{2}$; $R_e = \frac{m(z+2)}{2}$, получим

$$9x^2 - 5rx - 3(R_e^2 - r^2) = 19,6m^2 - 3,69m^2z - 3m^2(z+1). \quad (153)$$

Уравнение (153) дает отрицательные значения при $z \geq 3$, а в расчете приняли $z \geq 8$.

Решая уравнение (152) для различных чисел зубьев от $z=8$ до $z=14$, убедимся, что точка зацепления, соответствующая максимальному крутящему моменту, находится от начала зацепления на расстоянии $(\frac{t}{2} + x) < t_0$, причем величина $(\frac{t}{2} + x)$ при $z=8$ со-

ставляет $\sim 0,74 t_0$, а при $z=14 \sim 0,92 t_0$. Таким образом, среднее значение $\left(\frac{l}{2} + x\right)$ составляет $\sim 0,83 t_0$.

Для этой точки зацепления и ведем расчет нагрузки на опору ведомой шестерни. В том, что опора ведомой шестерни является более нагруженной, чем ведущей, легко убедиться из геометрического сложения сил давления жидкости и силы давления на зуб для ведущей и ведомой шестерен: для ведущей шестерни эти силы идут под тупым углом, близким к $(180^\circ - \alpha)$, а для ведомой — под острым углом, близким к α , т. е. для ведомой шестерни равнодействующая этих сил будет значительно больше, чем для ведущей.

Как видим из фиг. 36, в момент начала зацепления в точке A равнодействующая сил давления жидкости в зоне нагнетания будет меньше, чем при зацеплении в рассматриваемой точке K , в чем легко убедиться сравнением хорд AF_2 и KF_2 . Кроме того, при зацеплении в точке K сила давления на зуб N_d имеет максимальное значение, а в точке A равна нулю.

Эти соображения оправдывают выбор указанного положения ведомой шестерни для расчета нагрузки на опоры.

Для принятой нами точки зацепления K величина p_x близка к среднему значению p , поэтому расчет ведем на давление нагнетания p (избыточное над всасыванием), равное среднему замеряемому давлению.

1. Расстояние от центра ведомой шестерни до выбранной точки зацепления K определяется из прямоугольного треугольника O_2N_2K (см. фиг. 36):

$$e_2^2 = r_o^2 + \left[r_o \operatorname{tg} \alpha - \left(0,83 t_0 - \frac{l}{2} \right) \right]^2.$$

2. Угол θ между e_2 и осью X находим из треугольника O_2KD , в котором катет

$$KD = \left(0,83 t_0 - \frac{l}{2} \right) \cos \alpha;$$

$$\theta = \arcsin \frac{\left(0,83 t_0 - \frac{l}{2} \right) \cos \alpha}{e_2}.$$

3. Угол γ_e между радиусом-вектором, проведенным в крайнюю точку эвольвенты зуба, и радиусом основной окружности, проведенным в точку касания, определяем из равенства

$$\gamma_e = \arccos \frac{r_o}{R_e}.$$

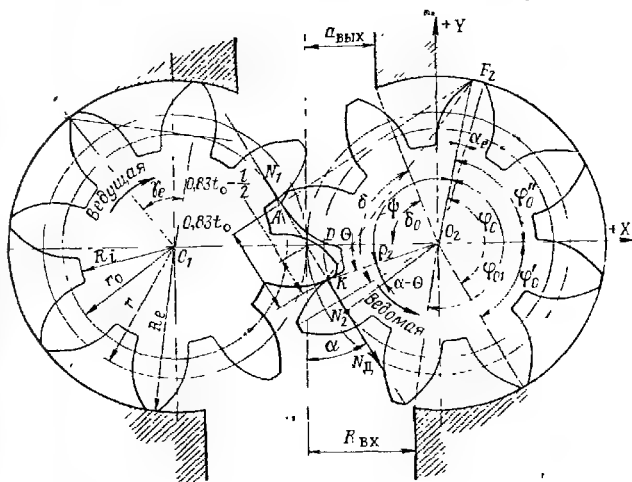
4. Угол ϕ от принятой точки зацепления до вершины зуба, ограничивающего зону высокого давления, находим следующим образом:

а) определяем угол δ_0 между линией центров и радиусом, проведенным к кромке выходного окна:

$$\delta_0 = \arccos \frac{r - a_{\text{вых}}}{R_e};$$

б) определяем угол δ от вершины зуба, проходящего через принятую точку зацепления, до кромки выходного окна:

$$\delta = \delta_0 + |\theta - \text{inv}(\alpha - \theta)| + \text{inv} \gamma_e;$$



Фиг. 36. К расчету нагрузки на опоры ведомой шестерни.

в) находим целое число части от деления угла δ на угловой шаг

$$\frac{\delta z}{2\pi} = n_1 + \text{дробь}$$

(в современных насосах чаще всего n_1 равно двум);

г) искомый угол ψ определится из равенства

$$\psi = \frac{2\pi}{z}(n_1 + 1) - \text{inv} \gamma_e + \text{inv}(\alpha - \theta) - \alpha_e,$$

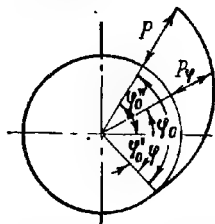
где

$$\alpha_e = \frac{\pi}{z} - 2(\text{inv} \gamma_e - \text{inv} \alpha).$$

5. Угол φ_{01} от начала переходной зоны до линии всасывания (до кромки выходного окна) найдем из равенства

$$\varphi_{01} = \arcsin \frac{r - R_{\text{вх}}}{R_e} + \frac{3\pi}{2} - (\psi - \theta).$$

6. Угол φ_0 , на который распространяется переходная зона от нагнетания к всасыванию, определится исходя из числа угловых шагов n_2 , заключенных в угле φ_{01} :



$$\varphi_{01} \frac{z}{2\pi} = n_2 + \text{дробь};$$

$$\varphi_0 = \frac{2\pi}{z} n_2 + \alpha_e.$$

7. Разбиваем угол φ_0 (фиг. 37) на две части, разделенные осью X , и находим каждый из них:

$$\varphi_0'' = \pi - (\psi - \theta);$$

$$\varphi_0' = \varphi_0 - \varphi_0''.$$

Фиг. 37. К определению сил давления жидкости в переходной зоне.

8. Проекции на оси X и Y гидравлических сил, действующих со стороны нагнетания, найдем как проекции сил, действующих на KF_2 , или как сумму проекций сил, действующих на O_2K и O_2F_2 :

$$P_{rx} = pb [\varrho_2 \sin \theta + R_e \sin (\psi - \theta)]; \quad (154)$$

$$P_{ry} = pb [R_e \cos (\psi - \theta) - \varrho_2 \cos \theta]. \quad (155)$$

9. Для определения проекций на оси X и Y гидравлических сил, действующих в переходной зоне от нагнетания к всасыванию, в приводимом приближенном методе расчета принято, что перепад давлений происходит постепенно и что давление в любой точке переходной зоны пропорционально углу от начала этой зоны (см. фиг. 37).

Находим проекции этих сил P'_{rx} и P'_{ry} :

$$p_\varphi = p \frac{\varphi}{\varphi_0}; \quad P'_{rx} = - \int_0^{\varphi_0} p_\omega b R_e d\varphi \cos (\varphi - \varphi_0') =$$

$$= - \frac{pb R_e}{\varphi_0} \int_0^{\varphi_0} \varphi \cos (\varphi - \varphi_0') d\varphi,$$

где

$$\begin{aligned} \int_0^{\varphi_0} \varphi \cos (\varphi - \varphi_0') d\varphi &= \varphi_0' \int_0^{\varphi_0} \cos (\varphi - \varphi_0') d\varphi + \int_0^{\varphi_0} (\varphi - \varphi_0') \cos (\varphi - \varphi_0') d\varphi = \\ &= \left| \varphi_0' \sin (\varphi - \varphi_0') + (\varphi - \varphi_0') \sin (\varphi - \varphi_0') + \cos (\varphi - \varphi_0') \right|. \end{aligned}$$

Следовательно;

$$P'_{rx} = -\frac{pbR_e}{\varphi_0} (\varphi_0 \sin \varphi_0' + \cos \varphi_0' - \cos \varphi_0'). \quad (156)$$

Таким же образом

$$P'_{ry} = -\frac{pbR_e}{\varphi_0} \int_0^{\varphi} \varphi \sin(\varphi - \varphi_0') d\varphi;$$

$$P'_{ry} = -\frac{pbR_e}{\varphi_0} (\sin \varphi_0' + \sin \varphi_0' - \varphi_0 \cos \varphi_0'). \quad (157)$$

10. Крутящий момент, передаваемый ведомой шестерней, в рассматриваемый момент времени найдем из равенства

$$M_k = pb \frac{R_e^2 - P_2^2}{2\eta_m},$$

где η_m — можно принять равным 0,7—0,85 для нагнетающих насосов.

11. Нормальное давление на зуб в рассматриваемой точке зацепления будет равно

$$N_d = \frac{M_k}{r_0}.$$

12. Проекция давления на оси X и Y равны

$$N_{dx} = N_d \sin \alpha = \frac{M_k}{r_0} \sin \alpha; \quad (158)$$

$$N_{dy} = -N_d \cos \alpha = -\frac{M_k}{r_0} \cos \alpha. \quad (159)$$

13. Суммируем проекции всех сил на оси X и Y :

$$X = P_{rx} + P'_{rx} + N_{dx}; \quad (160)$$

$$Y = P_{ry} + P'_{ry} + N_{dy}. \quad (161)$$

14. Равнодействующая этих сил равна

$$P = \sqrt{X^2 + Y^2}. \quad (162)$$

В том случае, если опоры расположены симметрично, то опорные реакции ведомой шестерни равны

$$R_A = R_B = \frac{P}{2}.$$

Метод точного расчета нагрузок на опоры шестерен

Для более точного определения величины и направления результирующей сил, действующих на шестерни, предлагается вместо описанного выше следующий точный метод расчета.

Разбиваем основной шаг от начала зацепления ведомой шестерни на несколько частей (нами принята разбивка на шесть частей) и определяем расстояния x_i от полюса до каждой рассматриваемой точки:

$$\text{точка I } x_1 = -\frac{l}{2};$$

$$\text{точка II } x_2 = -\frac{l}{2} + \frac{t_0}{6};$$

$$\text{точка III } x_3 = -\frac{l}{2} + \frac{t_0}{3};$$

$$\text{точка IV } x_4 = -\frac{l}{2} + \frac{t_0}{2};$$

$$\text{точка V } x_5 = -\frac{l}{2} + \frac{2}{3}t_0;$$

$$\text{точка VI } x_6 = -\frac{l}{2} + \frac{5}{6}t_0;$$

$$\text{точка VII } x_7 = -\frac{l}{2} + t_0.$$

Определяем постоянную C из равенства

$$Q = \mu F \sqrt{\frac{p}{\gamma} 2g};$$

$$C = \frac{Q^2}{p},$$

где Q — средняя производительность;

p — среднее давление нагнетания ($p = p_{\text{нагн}} - p_{\text{вс}}$).

Определяем для каждого положения x :

1. Величину мгновенной подачи q_x для каждого из этих положений и строим кривую $q_x = q(x)$:

$$q_x = b(R_e^2 - r^2 - x^2)\omega \cdot 60 \cdot 10^{-6} \text{ л/мин},$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

2. Величину p_x и строим кривую $p_x = p(x)$ (фиг. 38):

$$p_x = \frac{q_x^2}{C}.$$

3. Величину $M_{кx}$ и строим кривую $M_k = M_k(x)$ (фиг. 38):

$$M_{кx} = p_x b \frac{R_e^2 - Q_x^2}{2},$$

где $Q_{2x} = (r + x \sin \alpha)^2 + x^2 \cos^2 \alpha$ (ведомая шестерня);

$Q_{1x} = (r - x \sin \alpha)^2 + x^2 \cos^2 \alpha$ (ведущая шестерня).

4. Нормальное давление на зуб N_d

$$N_d = \frac{M_{кx}}{r_o}.$$

5. Проекция нормального давления на оси X и Y :

$$N_{dx} = N_d \sin \alpha; \quad N_{dy} = N_d \cos \alpha.$$

6. Угол γ_x (фиг. 39):

$$\gamma_x = \arccos \frac{r_o}{Q_x}.$$

7. Угол β_x :

$$\beta_x = \text{inv } \gamma_e - \text{inv } \gamma_x.$$

8. Угол θ_x :

$$\theta_x = \arcsin \frac{x \cos \alpha}{Q_x}.$$

9. Угол δ_x :

$$\delta_{2x} = \arccos \frac{r - a_{нмх}}{R_e} - \theta_{2x} + \beta_{2x} \quad (\text{ведомая шестерня});$$

$$\delta_{1x} = \arccos \frac{r - a_{нмх}}{R_e} - \theta_{1x} + \beta_{1x} \quad (\text{ведущая шестерня}).$$

10. Угол ψ_x , на который распространяется зона высокого давления:

$$\frac{\delta_x z}{2\pi} = n_x + \text{дробь};$$

$$\psi_{2x} = \frac{(n_x + 1) 2\pi}{z} - \beta_{2x} - \alpha_e \quad (\text{ведомая шестерня});$$

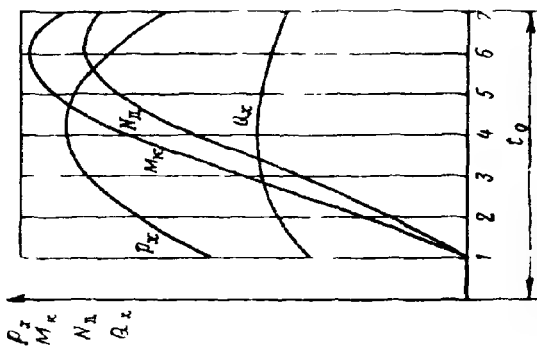
$$\psi_{1x} = \frac{(n_x + 1) 2\pi}{z} + \beta_{1x} \quad (\text{ведущая шестерня}).$$

11. Проекция на оси X и Y гидравлических сил, действующих со стороны нагнетания на ведомую шестерню:

$$P_{gx} = pb [Q_x \sin \theta_x + R_e \sin (\psi_x + \theta_x)];$$

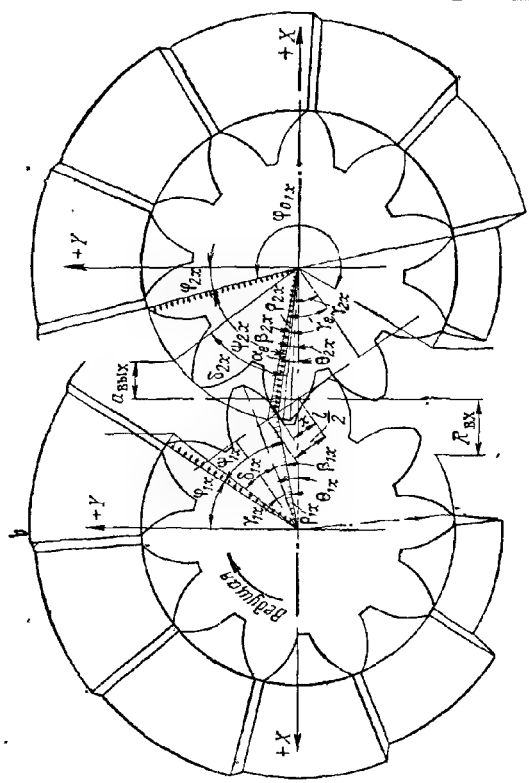
$$P_{gy} = pb [Q_x \cos \theta_x + R_e \cos (\psi_x + \theta_x)].$$

Углы θ_x считаем положительными вниз от линии центров.



Фиг. 38. Изменение крутящего момента ведомой шестерни M_k и давления на зуб N_d в процессе зацепления зубьев.

в



Фиг. 39. К точному определению нагрузки на опоры

12. Угол φ_{0x} от начала переходной зоны до линии всасывания:

$$\varphi_{0x} = \arcsin \frac{r - R_{вх}}{R_e} + \frac{3\pi}{2} - (\psi_x + \theta_x).$$

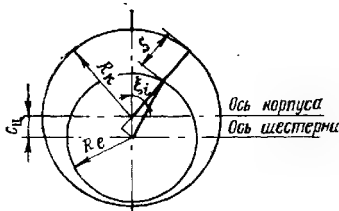
13. Число угловых шагов m_x , находящихся в переходной зоне от нагнетания к всасыванию:

$$\frac{\varphi_{0x} \cdot 2}{2\pi} = m_x + \text{дробь}.$$

14. Зазор s между зубьями и корпусом.

Обозначим через R_k — радиус расточки в корпусе (средняя величина с учетом допусков); c_n — смещение центра шестерни при работе (приблизительно в сторону отрицательных Y -ов за счет зазора в подшипнике и зазоров между обоймой и корпусом).

Это смещение вызовет неравномерность зазоров между вершинами зубьев и корпусом, а именно: зазоры будут уменьшаться от нагнетания к всасыванию, и, следовательно, в этом направлении будут расти перепады давления между полостями, разделенными зубьями.



Фиг. 40. К определению зазора между зубьями и корпусом.

Согласно фиг. 40 имеем

$$s_i = R_k + c_n \cos \xi_i - \sqrt{R_e^2 - c_n^2 \sin^2 \xi_i},$$

где

$$\xi_i = \frac{2\pi}{z}(i-1) - \varphi_x; \quad \varphi_x = \frac{\pi}{2} - (\psi_x + \theta_x).$$

Пренебрегая величиной $c_n^2 \sin^2 \xi_i$ по сравнению с R_e^2 , получим

$$s_i = R_k - R_e + c_n \cos \xi_i.$$

15. Величину k_n .

Для каждого из семи рассматриваемых положений имеем $m_x + 1$ зубьев, разделяющих полость всасывания от полости нагнетания.

Для каждого из этих положений давление нагнетания (избыточное над всасыванием)

$$p_x = \sum \Delta p = \sum k_n \frac{1}{s_i^2} = k_n \sum \frac{1}{s_i^2},$$

где k_n — постоянная величина, определяемая из формулы перепада давления при протекании жидкости через щель:

$$\Delta p = \frac{12\gamma u L}{s^2 g} = k_n \frac{1}{s^2},$$

здесь ν — коэффициент кинематической вязкости в $\text{см}^2/\text{сек}$;

γ — удельный вес рабочей жидкости в $\text{кг}/\text{см}^3$;

u — скорость жидкости в щели в $\text{см}/\text{сек}$;

L — длина щели по оси в см ;

s — величина зазора в см ;

g — ускорение силы тяжести в $\text{см}/\text{сек}^2$;

откуда

$$k_n = \frac{p_x}{\sum \frac{1}{s_i^2}}.$$

16. Падение давления в щели, создаваемой вершиной каждого зуба и корпусом:

$$\Delta p_i = k_n \frac{1}{s_i^2}.$$

Принимаем давление в щели (по ширине вершины зуба) равным среднему между двумя соседними полостями; таким образом, для i -го зуба будем иметь давление в щели

$$(p_i)_{\text{щ}} = p_x - \left(\Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_{i-1} + \frac{\Delta p_i}{2} \right).$$

Для полости слева от этого зуба

$$(p_{i-1})_{\text{пол}} = p_x - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_{i-1}).$$

Для полости справа от него

$$(p_i)_{\text{пол}} = p_x - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_i).$$

17. Проекция на оси X и Y гидравлических сил, действующих в переходной зоне от нагнетания к всасыванию:

$$\begin{aligned} P'_{rx} &= - \sum p_{i \text{ щ}} S_e b \sin \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) \mp \varphi_x \right] - \\ &- \sum p_{i \text{ пол}} b D_e \sin \left(\frac{\pi}{z} - \frac{\alpha_e}{2} \right) \sin \left[\frac{\pi}{z} (2i-1) + \alpha_e - \varphi_x \right] = \\ &= - S_e b \sum p_{i \text{ щ}} \sin \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) \mp \varphi_x \right] - \\ &- b D_e \sin \left(\frac{\pi}{z} - \frac{\alpha_e}{2} \right) \sum p_{i \text{ пол}} \sin \left[\frac{\pi}{z} (2i-1) + \alpha_e - \varphi_x \right]; \end{aligned}$$

$$P'_{ry} = S_e b \sum p_{i \text{ ш}} \cos \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) \mp \varphi_x \right] + \\ + b D_c \sin \frac{\pi}{z} \sum p_{i \text{ пол}} \cos \left[\frac{\pi}{z} (2i-1) + \alpha_e - \varphi_x \right],$$

где

$$\varphi_x = 90^\circ - (\psi_x + \theta_x).$$

18. Проекция на оси X и Y равнодействующей гидравлических сил и нормального давления:

$$X = P_{rx} + P'_{rx} + N_{dx};$$

$$Y = P_{ry} + P'_{ry} + N_{dy}.$$

19. Равнодействующую силу

$$P = \sqrt{X^2 + Y^2}.$$

20. Угол между равнодействующей силой и осью X

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{Y}{X}.$$

Этим точным методом можно рекомендовать пользоваться лишь в тех случаях, когда важно проанализировать изменение величины и направления сил, действующих на подшипники шестерен.

В обычных расчетах следует пользоваться изложенным выше приближенным методом. Как показали результаты расчета большого количества насосов этим приближенным методом, величину равнодействующей силы P можно определить при предварительных расчетах указанной ранее формулой

$$P = 0,85 p b D_c.$$

§ 8. ВЫВОД ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОГИБА ЦАПФЫ ШЕСТЕРНИ

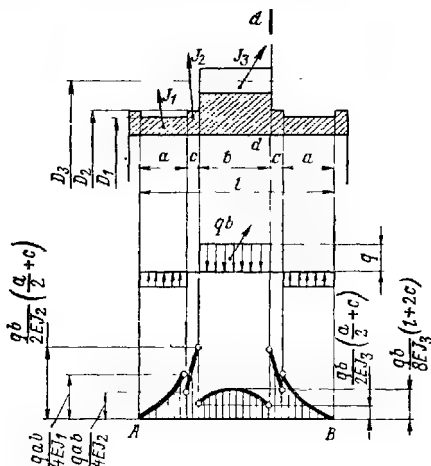
Точное определение прогиба цапфы важно в случае применения подшипника качения, так как даже незначительный прогиб вала вызывает резкое увеличение удельного давления на края дорожек качения роликов или игл, преждевременно разрушая эти поверхности.

Иногда для устранения опасности разрушения края дорожки качения этой дорожке придают слабо выпуклую форму (бомбинирование), в цапфах шестерен выпуклость часто заменяют фаской глубиной 0,01 мм, снимаемой на части длины цапфы.

Для борьбы с этими разрушениями необходимо в первую очередь насколько возможно уменьшить прогиб вала.

Формулу для определения прогиба цапфы в сечении $d-d$ (фиг. 41) находим графоаналитическим методом, позволяющим определить прогиб в любом сечении балки как изгибающий момент в этом сечении от фиктивной нагрузки интенсивности M_w/EI .

Эпюра M_w/EI представлена на фиг. 41.



Фиг. 41. Эпюра изгибающих моментов шестерни.

Реакция (R_A) от фиктивной нагрузки интенсивности M_w/EI , ординаты которой показаны на фиг. 41, равна

$$(R_A) = \frac{qa^2b}{12EJ_1} + \frac{qbc}{4EJ_2}(a+c) + \frac{qb^2}{4EJ_3}\left(\frac{a}{2} + c\right) + \frac{qb^3}{24EJ_3}.$$

Искомый прогиб в сечении $d-d$ равен

$$y = (R_A)a - \frac{qa^2b}{4EJ_1} \frac{a}{3} \frac{a}{4};$$

$$y = \frac{qa^2b}{12EJ_1} + \frac{qabc}{4EJ_2}(a+c) + \frac{qab^2}{4EJ_3}\left(\frac{a}{2} + c\right) + \frac{qab^3}{24EJ_3} - \frac{qa^3b}{48EJ_1};$$

$$y = \frac{P \cdot a}{48E} \left[\frac{3a^2}{J_1} + \frac{12c(a+c)}{J_2} + \frac{2b(3a+6c+b)}{J_3} \right], \quad (163)$$

где $qb = P$ — равнодействующая гидравлических сил и нормального давления на зуб, определяемая по формуле (162);

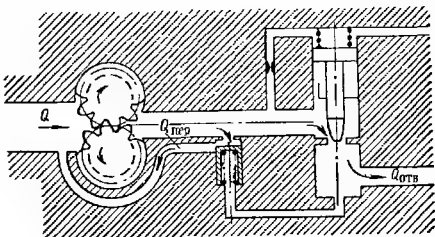
J — осевой момент инерции соответствующего сечения;

$$J_1 = \frac{\pi}{64} D_1^4; \quad J_2 = \frac{\pi}{64} D_2^4; \quad J_3 = \frac{\pi}{64} D_3^4.$$

Для среднего сечения с целью упрощения расчета принимаем D_3 равным диаметру начальной окружности.

§ 9. РАСЧЕТ НАГРЕВА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НАСОСА¹

Данный расчет имеет большой практический интерес для авиационных топливных насосов, в связи с тем, что в шестеренных насосах постоянной производительности на некоторых режимах лишь незначительная часть подаваемой насосом жидкости расходуется и заменяется свежим топливом, а большую часть нагнетаемой жидкости приходится перепускать на линию всасывания.



Фиг. 42. Схема перепуска в авиационных топливных насосах.

Это имеет место, например, в топливных насосах турбореактивных авиационных двигателей при работе их на больших высотах при малых скоростях полета, когда потребность двигателя в топливе составляет небольшой процент от максимальной производительности насоса.

Еще больший перепуск топлива имеет место в насосах форсажного контура, которые осуществляют подачу топлива в двигатель лишь на кратковременных форсажных режимах. На остальных режимах небольшая часть жидкости перекачивается в бак, а основная часть перепускается на линию всасывания.

При весьма больших перепусках (выше 90% производительности насоса) нагрев жидкости становится настолько значительным, что необходимо его учитывать, в особенности при больших перепадах давления (фиг. 42).

¹ Приводимая ниже методика расчета в несколько измененном виде впервые была предложена П. Н. Тарасовым.

Расчет является приближенным, исходит из рассмотрения установившегося процесса, не учитывает подвод тепла из окружающей среды, а также отвод тепла в окружающую среду.

При составлении уравнения баланса тепла будем исходить из того, что нагрев жидкости, циркулирующей в насосе, происходит за счет объемных механических и гидравлических потерь, а также за счет перехода в тепло работы, затрачиваемой на перепуск жидкости на линию всасывания.

Это тепло отводится свежей жидкостью, поступающей в насос, т. е. количеством жидкости, расходуемой двигателем или поступающей в бак.

Подвод тепла за счет трения найдем, помножив работу сил трения на тепловой эквивалент работы $A = \frac{1}{427} \text{ ккал/кг} \cdot \text{м}$. Работу будем определять за один оборот. Количество тепла будем выражать в ккал/оборот .

Как указывалось ранее работа сил трения выражается следующей зависимостью:

$$A_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} 2\pi = p q_{\tau} (1 - \eta_m) + 2\pi M_n.$$

Эта работа переходит в тепло, количество которого составляет

$$Q_{\text{тр}} = \frac{10^{-2}}{427} [p q_{\tau} (1 - \eta_m) + 2\pi M_n].$$

В этой формуле моменты должны быть выражены в $\text{кг} \cdot \text{м}$, т. е. если q_{τ} имеет размерность $\text{см}^3/\text{об}$, то произведение $p q_{\tau}$ надо умножить на 10^{-2} , чтобы выразить в $\text{кг} \cdot \text{м}/\text{об}$.

Подвод тепла за счет перепуска рабочей жидкости

$$Q_{\text{пер}} = \frac{10^{-2}}{427} p (q_{\tau} - q_{\text{отв}}),$$

где q_{τ} — теоретическая производительность за один оборот;
 $q_{\text{отв}}$ — количество расходуемой жидкости за один оборот.

Расходуемая жидкость отводит тепло:

$$Q_{\text{отв}} = q_{\text{отв}} \gamma c \Delta t,$$

где γ — удельный вес жидкости в $\text{кг}/\text{см}^3$,
 c — теплоемкость жидкости в $\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$;

$$\Delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}};$$

$t_{\text{вых}}$ — температура жидкости на выходе из насоса;

$t_{\text{вх}}$ — температура жидкости на входе в насос.

На установившемся режиме уравнение баланса тепла будет выглядеть так:

$$Q_{\text{отв}} = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{пер}}.$$

Или, подставляя найденные выше значения величин, входящих в эту формулу, получим

$$\frac{10^{-2}}{427} [q_{\tau} p (2 - \eta_m) + 2\pi M_n - p q_{отв}] - q_{отв} \gamma c \Delta t.$$

Откуда найдем искомую величину

$$\Delta t = \frac{10^{-2}}{427 \gamma c} \left\{ p \left[\frac{q_{\tau}}{q_{отв}} (2 - \eta_m) - 1 \right] + \frac{2\pi}{q_{отв}} M_n \right\}. \quad (164)$$

Из этой формулы видно, что нагрев жидкости резко возрастает при уменьшении $q_{отв}$, что наглядно иллюстрируется приведенными характеристиками.

Глава III

ОБОСНОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ МЕР ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ НАСОСА

§ 1. МЕТОДЫ УСТРАНЕНИЯ ВРЕДНОГО ВЛИЯНИЯ ЗАПИРАЕМОЙ ВО ВПАДИНАХ ЗУБЬЕВ ЖИДКОСТИ

Выше был рассмотрен вопрос о возникновении защемленного объема в момент вступления в зацепление новой пары зубьев и об изменении этого объема при дальнейшем вращении шестерен. Как было указано, этот объем уменьшается с момента его возникновения (положение *I*, фиг. 23) до момента расположения точек зацепления симметрично относительно полюса (положение *II*, фиг. 23).

Так как жидкость практически несжимаема, то при отсутствии специальных разгрузочных устройств это уменьшение объема будет сопровождаться резким повышением давления жидкости, которая будет выдавливаться через торцовые зазоры на линию всасывания.

Большое повышение давления может иметь место и при наличии разгрузочных устройств, соединяющих замкнутую полость с линией нагнетания, если проходные сечения для выжимаемой жидкости значительно меньше приводимых ниже расчетных величин.

Возникающее значительное повышение давления оказывает вредное влияние на работу качающего узла в связи с создаваемыми большими нагрузками на шестерни, приводящими к износу зуба и перегрузке подшипников.

Устранить вредное влияние запираемой во впадинах зубьев жидкости при $\epsilon > 1$ можно двумя способами:

- 1) введением разгрузочных окон (канавок),
- 2) подбором условий зацепления шестерен.

Устройство разгрузочных канавок и расчет их

Сделанный выше анализ работы шестерен показывает, насколько важен правильный выбор размеров разгрузочных окон

(канавок), имеющих целью борьбу с вредным действием давления запираемого объема жидкости.

Обычно размеры окон (канавок) выбираются ориентировочно.

Ниже приводится расчет профиля канавки, сделанный в общем виде, приемлемый и для шестерен с корригированным зубом.

При расчете исходим из того, что канавка должна сообщаться с нагнетательной полостью только до момента расположения точек касания симметрично относительно полюса, т. е. на расстоянии от него, равном $t_0/2$. При этом положении, как было рассмотрено выше, суммарный объем является минимальным.

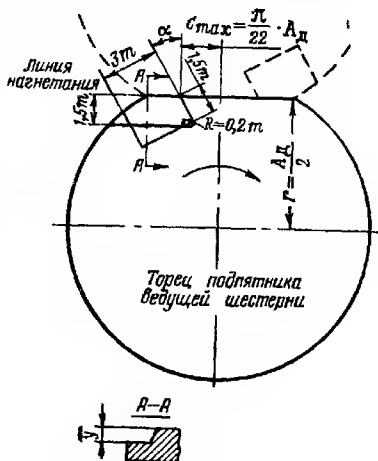
Рассмотрим только суммарный объем, исходя из предположения, что наличие боковых зазоров между зубьями делает затвор по нерабочей стороне зуба недействительным.

Разгрузочные устройства при разобщиении их с камерой нагнетания в момент совпадения впадины ведущей шестерни с линией центров шестерен (что соответствует минимальному объему запертой жидкости при беззатворном зацеплении), приводят к утечкам и снижению объемного к. п. д.

На фиг. 43 изображен торец расточки корпуса и торец подпятника, если таковой предусмотрен конструкцией насоса. В дальнейшем будем называть плоскость, на которой изображены размеры канавки, торцом подпятника.

В данном случае речь идет о торце подпятника ведущей шестерни. Наклонная прямая, идущая под углом α к линии центров, представляет собой касательную к профилям зубьев шестерен при зацеплении их в точке, отстоящей от полюса зацепления на расстоянии $t_0/2$.

Следовательно, закоординированная точка наклонной прямой, ограничивающей профиль разгрузочной канавки, находится от линии центров на расстоянии, равном $t_0/\cos \alpha$, где α — угол зацепления передачи.



Фиг. 43 Размеры разгрузочной канавки

к п. д.

Этот угол определяется из соотношения

$$\cos \alpha = \frac{A_0}{A_d} \cos \alpha_0,$$

где α_0 — угол зацепления инструмента (основной рейки).

Принимая во внимание, что

$$t_0 = \frac{2\pi r_0}{z} = \frac{2\pi}{z} \frac{A_d}{2} \cos \alpha,$$

найдем искомую координату:

$$c - \frac{t_0}{2 \cos \alpha} = \frac{2\pi}{z} \frac{A_d}{2} \frac{\cos \alpha}{2 \cos \alpha};$$

$$c = \frac{\pi}{2z} A_d. \quad (165)$$

Горизонтальная прямая, определяющая на фиг. 43 очертания канавки, взята на расстоянии $(1,4 \div 1,5)m$ от прямой, разделяющей пополам расстояние между центрами шестерни.

Обе прямые — горизонтальная и наклонная, ограничивающие профиль канавки, соединяются радиусом $R=0,2m$.

На фиг. 43 тонкой линией показан профиль канавки, который более удобен в изготовлении на подпятнике, так как легко может быть получен фрезерованием. Ширина фрезы и глубина фрезерования указаны на фиг. 43. Диаметр фрезы желательно взять возможно меньшим.

Как отмечалось выше, приведенные форма и размеры разгрузочных канавок рассчитаны при условии наличия значительного бокового зазора в зацеплении.

В случае беззазорного зацепления профиль канавки дастся не под углом к линии центров, а параллельно ей на расстоянии половины толщины зуба (схема и размеры разгрузочных канавок подобного типа приводятся в работе [2]).

В предыдущей главе было указано, что при дальнейшем вращении шестерни (из положения II в положение III, фиг. 23) зацепленный объем увеличивается. Для борьбы с возможностью появления кавитации, желательно с положения II соединить этот объем с линией всасывания, что можно достигнуть устройством канавки, симметрично расположенной с описанной выше, но со стороны всасывания на подпятнике ведомой шестерни, как указано на фиг. 43 пунктиром.

Расчет канавки сводится к определению необходимой глубины ее у при конфигурации канавки, указанной на фиг. 43.

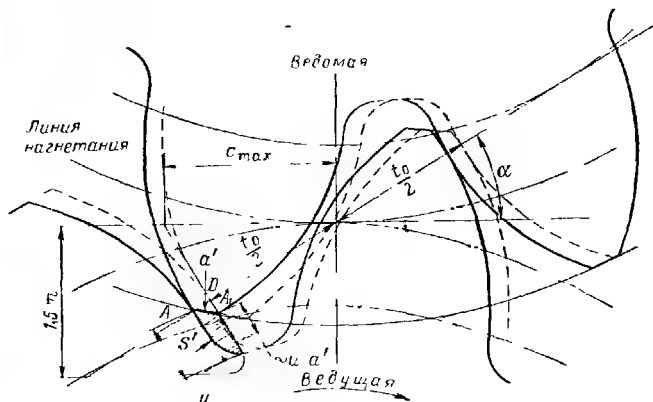
Ширина канавки приближенно может быть определена следующим образом.

В момент образования зацементированного объема ширина канавки может быть принята $u + 2a'$, где u — длина перпендикуляра к линии зацементирования от точки A до встречи его с окружностью впадин (фиг. 44),

$$a' = \frac{l}{2} \frac{t}{t_0} = \frac{t_0}{2} (\epsilon - 1).$$

Величина u может быть найдена из следующего равенства

$$u = r_0 - \sqrt{R_l^2 - \left(r \sin \alpha - \frac{l}{2}\right)^2}.$$



Фиг. 44. К расчету разгрузочной канавки.

Принимая для положительных колес по предлагаемой системе (см. табл. 1) $\alpha_{cp}=30^\circ$ и $\epsilon_{cp}=1,125$, получим $l=t_0\epsilon=2,952 \cdot 1,125=3,32$ и для модуля $m=1$

$$u = \frac{z+1}{2} \cdot 0,866 - \sqrt{\left(\frac{z+1}{2} - 1,2\right)^2 - \left(\frac{z+1}{4} - 1,66\right)^2}$$

или $u = 0,43(z+1) - 0,25\sqrt{3z^2 - 24}$.

Для принятых нами чисел зубьев $z=8 \div 14$ можно принять $u=0,6m$.

Следовательно, ширина канавки

$$b \approx 0,6m + t_0(\varepsilon - 1) \cong 0,6m + 2,925m \cdot 0,125 \approx m.$$

Задаваясь максимальной скоростью $v=15$ м/сек, получаем уравнение для определения величины y , считая, что канавки сдела-

ны на обоих торцах подпятников ведущей шестерни и пользуясь полученной ранее формулой (86), определяющей мгновенный расход через канавку в момент образования заземленного объема

$$\left(\frac{dq_{x1}}{dt}\right)_{\max} :$$

$$\frac{\omega b t_0^2 (\epsilon - 1)}{m^2 y} = 15 \cdot 10^3.$$

А так как $t_0 = 2,952m$, то

$$y = \frac{\omega b m \cdot 8,715 (\epsilon - 1)}{3 \cdot 10^4} = 2,9 \cdot 10^{-4} \omega b m (\epsilon - 1).$$

Или, подставляя $\omega = \frac{\pi n}{30}$, получим

$$y \cong 3 \cdot 10^{-5} b m (\epsilon - 1) n. \quad (166)$$

При принятом боковом зазоре между зубьями, равном $0,08m$, даже при небольшом размере $b = 5m$, постоянная площадь через которую перетекает жидкость из одной части замкнутой полости в другую, составляет $0,4m^2$. Таким образом, эта площадь в несколько раз превышает максимальную площадь, по которой вытесняется жидкость вдоль зуба, а также рассчитанную площадь разгрузочной канавки.

Это подтверждает правильность принятого нами допущения о недействительности затвора с нерабочей стороны зуба и о необходимости рассматривать весь замкнутый объем как одно целое.

В связи с малым сечением колодца (заштрихованная площадь на фиг. 44) целесообразно канавки делать на обоих торцах, как и принято в настоящем расчете. Так как для насосов большой производительности величина y получается большой, то и конструктивно проще делать глубину y на каждом торце, чем глубину $2y$ на одном из них.

Подбор требуемых условий зацепления шестерен

Второй способ устранения вредного влияния запираемой жидкости заключается в подборе таких условий зацепления шестерен, при которых запираемый объем по мере поворота шестерен все время возрастает, что исключает возникновение дополнительных усилий при сжатии жидкости в этом пространстве.

Как показано выше, увеличение объема начинается с момента расположения точек зацепления симметрично относительно полюса, т. е. на расстоянии от него, равном $t_0/2$.

Исходя из этого желательно уменьшить диаметр ведомой шестерни так, чтобы окружность головок пересекала линию зацепления не далее этой точки, т. е. на расстоянии от полюса не более $t_0/2$.

Для компенсации уменьшения диаметра ведомой шестерни наружный диаметр ведущей шестерни должен быть соответственно увеличен.

Таким образом, дело сводится к тому, чтобы применить при нарезании шестерен передачу со смещением производственной рейки на величину $+\xi m$ для ведущей шестерни и $-\xi m$ для ведомой (равносмещенную передачу) в том случае, когда расстояние между осями шестерен равно теоретическому mz и зубья не корригировались.

В тех же случаях, когда применяются корригированные шестерни, указанные смещения $\pm \xi m$ должны быть добавлены к расчетным.

Из приведенного вывода формулы теоретической производительности видно, что при таком корригировании профиля зуба производительность насоса несколько повысится.

Для оценки этого метода необходимо коротко осветить вопрос о его эффективности также и с точки зрения повышения износостойчивости зуба и сокращения потерь на трение.

Износ зуба в шестернях имеет место у ножки зуба ведущей шестерни в зоне начала зацепления (точка *A*, фиг. 23). Это можно объяснить, если подвергнуть анализу условия зацепления и влияние их на износ зуба.

Как известно, износ зубьев шестерен зависит, кроме материала шестерен, состояния и качества поверхности профиля зуба, от следующих основных факторов:

- 1) удельного скольжения, величина которого изменяется по длине линии зацепления и достигает максимального значения в момент начала и конца зацепления (точки *A* и *B*, фиг. 23) и нулевого значения в полюсе;
- 2) удельного давления в месте касания профилей зубьев;
- 3) условий смазки;
- 4) неточности изготовления и сборки и вызываемой этим дополнительной динамической нагрузки.

Рассмотрим эти факторы.

Как видно из полученных ранее формул, максимальные расчетные коэффициенты скольжения отражают условия скольжения для ножек зубьев шестерен.

Закон изменения коэффициента скольжения по высоте профиля зуба изображен на фиг. 20.

Таким образом, первый из рассматриваемых нами факторов крайне неблагоприятен для моментов начала зацепления (ведущая шестерня) и конца зацепления (ведомая шестерня).

Второй фактор также весьма неблагоприятен для этих точек.

Действительно, радиусы кривизны *MA* и *NB* очень малы, а следовательно, в этих точках возникают большие удельные давления.

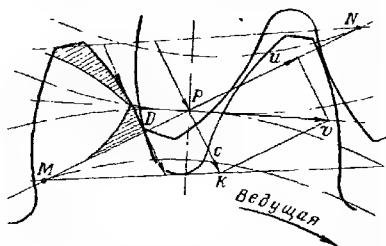
Максимальные напряжения сжатия создадутся для ведущей шестерни в точке *A* и для ведомой в точке *B*.

В отношении третьего фактора точки A и B находятся в различных условиях. Относительная скорость скольжения ведомой шестерни направлена к центру ведущей, и головка ведомой шестерни снимает слой смазки в момент возникновения наиболее неблагоприятных условий зацепления, усугубляя отрицательное влияние этих условий.

В точке B конца зацепления головка ведущей шестерни скользит по клину слоя жидкости, не соскабливая ее.

С этой точки зрения момент начала зацепления является значительно более тяжёлым, чем конец его.

Четвертый фактор — неточность изготовления — также наиболее вредное действие оказывает на ведущую шестерню в момент начала зацепления.



Фиг. 45. Изменение удельного скольжения при уменьшении диаметра ведомой шестерни.

Этими обстоятельствами и объясняется тот факт, что изнашиваются ножка ведущего зуба и головка ведомого.

На фиг. 45 видно, как изменяется величина коэффициента скольжения λ в момент начала зацепления при применении описанной нами коррекции зуба.

Смещение начала зацепления из A в D (см. фиг. 23) приводит к значительному сокращению величины удельного скольжения и увеличению радиуса кривизны (MD вместо MA) в момент возникновения наиболее тяжелых условий работы зуба и, следовательно, должно весьма благоприятно отразиться на сопротивлении зубьев износу и снижении потерь на трение.

Правда, в шестеренном насосе в момент начала зацепления в точке A момент гидравлических сил, действующих на ведомую шестерню, а следовательно, и давление на зуб равны нулю.

Однако (учитывая повышение давления в забираемом объеме) давление на зуб в этот момент может оказаться значительным. Это давление будет тем выше, чем меньше сечение разгрузочных каналов.

Применяя изложенный метод, можно избежать повышения давления в момент начала зацепления. Однако описанный метод

не может быть рекомендован вследствие усложнений, вызываемых необходимостью изготовления шестерен различных диаметров и корпусов с различными диаметрами расточек под ведущую и ведомую шестерни. Поэтому вместо него рекомендуется применять снятие фасок с рабочей стороны профиля зуба ведомой шестерни по приведенному эскизу (фиг. 46).

Применение этих фасок позволит получить перечисленные преимущества, кроме повышения производительности, при сохранении одинаковых диаметров головок обеих шестерен, а следовательно, одинаковых диаметров расточек в корпусах.

Приведенный на фиг. 46 минимальный размер a подсчитан по формуле

$$a_{\min} = R_e - \sqrt{r_o^2 + \left(r \sin \alpha \frac{t_o}{2}\right)^2}.$$

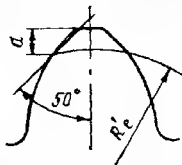
Верхний предел размера a , приведенный в табл. 1, дан с таким расчетом, чтобы он равнялся среднему значению между величиной, определяемой этой формулой, и величиной, соответствующей продолжительности зацепления, равной единице и определяется из равенства:

$$a = R_e - \frac{1}{2} \left[\sqrt{r_o^2 + \left(r \sin \alpha + \frac{t_o}{2}\right)^2} + \sqrt{r_o^2 + \left[r \sin \alpha + t_o \left(1 - \frac{\epsilon}{2}\right)\right]^2} \right]. \quad (167)$$

Угол 50° дан на фиг. 46 для шестерен, имеющих профиль зуба, скорректированный по предложенному методу.

В заключение необходимо подчеркнуть, что в современных насосах разгрузочные устройства должны быть обязательно предусмотрены.

В связи с тем, что трудоемкость изготовления разгрузочных канавок, размеры которых даны на фиг. 43, значительно меньше, чем шлифование скосов на рабочей стороне зубьев ведомых шестерен, последняя операция может быть рекомендована только для сильно нагруженных насосов, а также для случаев использования качающих узлов в качестве гидравлических моторов. В последнем случае применение скосов особенно желательно и эффективно.



Фиг. 46 К расчету величины скоса на зубе ведомой шестерни.

§ 2. МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ОБЪЕМНОГО к.п.д.

Гидравлическая компенсация торцовых зазоров

Определение площади поджатия

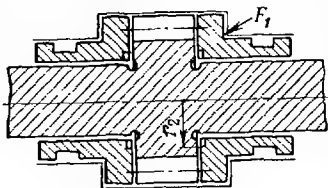
Гидравлическая компенсация торцовых зазоров сокращает утечки, а следовательно, и повышает объемный к.п.д., а также

сохраняет к. п. д. неизменным в течение длительной эксплуатации насоса.

В шестеренных насосах, изготавливаемых зарубежными фирмами, гидравлическая компенсация обеспечивается за счет поджатия торцов подпятников к торцам шестерен при помощи жидкости, подводимой с линии нагнетания к кольцевой площади.

На фиг. 47 показана конструктивная схема насоса с гидравлической компенсацией торцовых зазоров. Кольцевая площадь, к которой подводится давление нагнетания, обозначена через F_1 .

Правильный выбор этой площади имеет большое значение. При недостаточном размере такой площади могут иметь место повышенные утечки через торцовые зазоры, а при чрезмерно большой площади — полусухое трение торцов шестерен и износ подпятников. Последнее обстоятельство особенно важно для насосов, работающих с керосином. Если рабочей жидкостью является масло, то превышение площади поджатия против расчетной можно считать допустимым, так как и при высоком давлении масляный слой сохранится и обеспечит жидкостное трение.



Фиг. 47. Схема гидравлической компенсации торцовых зазоров.

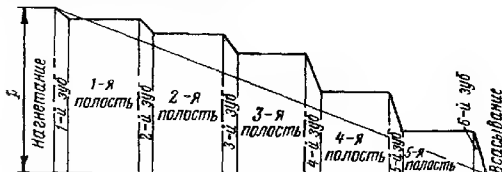
Целью настоящего расчета является определение необходимого размера площади, на которую надо передать давление нагнетания для поджатия подпятников к торцам шестерен.

Однако схемы, аналогичные приведенной на фиг. 47, являются несовершенными. Давление жидкости со стороны шестерни равно давлению нагнетания только в начальной зоне; в зоне, переходной от линии нагнетания к всасыванию, это давление (избыточное над всасыванием) падает, в последней зоне — на участке всасывания — это давление равно нулю. Следовательно, компенсация этого давления полным давлением нагнетания, подводимым к концентрично расположенному кольцу, приведет к неравномерному поджатию по окружности (за счет момента гидравлических сил), перекосам, износу торцов и утечкам.

Более правильно решить задачу об уравнивании сил давления жидкости со стороны шестерни можно путем передачи давления жидкости на площадь, центр тяжести которой смещен так, что моменты этой силы относительно осей X и Y равны соответствующим моментам сил, действующих со стороны шестерни, относительно этих же осей.

В приведенном ниже расчете даны точные и приближенные координаты центра тяжести площади, найденные из указанного равенства моментов сил относительно осей X и Y .

При выводе формул исходим из ряда допущений. В частности, считаем, что зона полного давления нагнетания $p = p_{\text{нагт}} - p_{\text{вс}}$ распространяется на угол ψ , а переходная зона — на угол φ_0 (см. фиг. 36). Эти давления передаются на части площадей секторов, ограниченные указанными углами и радиусами головок R_e и впадин R_i . При этом в пределах угла ψ передается полное давление p , а в пределах угла φ_0 давление падает пропорционально величине угла от величины p до нуля. Такое допущение было принято и в предыдущей главе. Надо иметь в виду, что для рассматриваемого в настоящей главе случая торцового давления это допущение вносит меньшую неточность, чем для определения радиальных давлений.



Фиг. 48. Схема падения давления в переходной зоне от нагнетания к всасыванию.

ний. Согласно приведенному в гл. II второму, более точному, методу расчета давление в переходной зоне изменяется не пропорционально φ , а ступенчато, причем перепады на зубьях, близких к линии нагнетания, оказываются меньшими, а так как щель между полостями имеет маленькую длину ($R_e \alpha_e$), то, следовательно, давления в переходной зоне будут выше расчетных. Это можно проиллюстрировать следующей развернутой схемой, изображенной на фиг. 48.

В приведенном расчете принят также ряд других допущений, позволивших упростить расчет и получить удобные для пользования и приемлемые для практических инженерных расчетов результаты.

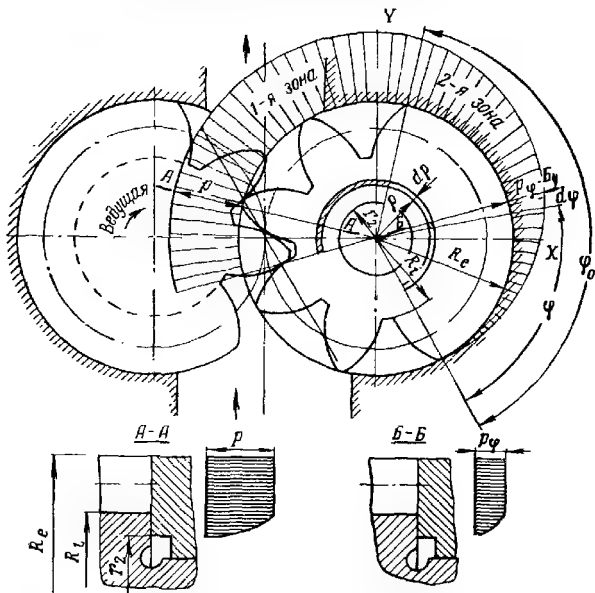
Основные допущения сводятся к следующему. Торцовый зазор принят постоянным по всей поверхности, что в действительности нарушается биением соприкасающихся торцовых поверхностей шестерен и уплотняющих деталей и неточностью изготовления этих плоскостей.

В дальнейшем исходим из того, что давление нагнетания достаточно велико и влияние вращения одной из торцовых плоскостей с угловой скоростью ω на величину давления в зазоре незначительно, что подтверждается экспериментальными данными при давлении нагнетания около 100 кг/см^2 .

Изменением давления во впадине зуба в радиальном направлении пренебрегаем. В действительности такое изменение имеет ме

сто за счет центробежных сил инерции вращающихся частиц жидкости, а также вследствие утечки жидкости в радиальном направлении через торцовый зазор. Этим градиентом давления можно пренебречь, вследствие его малого значения.

Учитывая ламинарный характер течения жидкости в узких щелях, давление в направлении течения от периферии к центру падает от $p_{\text{вн}}$ до $p_{\text{вс}}$ по логарифмическому закону.



Фиг. 49. К расчету гидравлической компенсации торцовых зазоров.

Этот закон можно выразить следующей зависимостью:

$$p_e = -\frac{p}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \ln \frac{q}{r_2}. \quad (168)$$

В этой формуле давления p и p_e выражены как избыточные над давлением всасывания.

На фиг. 49 высокое давление разбито на две зоны:

1-я зона полного давления нагнетания $p = p_{\text{нагн}} - p_{\text{вс}}$;

2-я — переходная зона от нагнетания к всасыванию, где давление, как принято ранее, падает от p до 0 пропорционально углу, т. е.

$$p_r = \frac{p}{\varphi_0} \varphi,$$

где φ_0 — угол переходной зоны.

Каждая зона, в свою очередь, разбивается на два участка: 1-й участок, ограниченный радиусами головок R_e и впадин R_i , т. е. участок, охватывающий высоту зуба, на котором, как указано выше, давление принимаем постоянным; 2-й участок, ограниченный радиусами впадин R_i и минимальным радиусом контакта r_2 , на котором давление падает по логарифмическому закону [см. формулу (168)].

На первом участке 1-й зоны сила давления жидкости равна

$$P_1 = \frac{p\psi}{2} (R_e^2 - R_i^2).$$

Для определения силы P_2 , действующей на втором участке 1-й зоны, выделим бесконечно малую площадь радиусами q и $q + dq$ и определим элементарную площадку

$$dS = q\psi dq;$$

силу давления на элементарную площадку

$$dP_2 = p_q dS = -\frac{p}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \ln \frac{q}{r_2} \psi q dq.$$

После интегрирования получим

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{p\psi}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \int_{r_2}^{R_i} q \ln \frac{q}{r_2} dq = \frac{p\psi}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \left(\int_{r_2}^{R_i} q \ln q dq - \int_{r_2}^{R_i} \ln R_i q dq \right) = \\ &= \frac{p\psi}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \left[\frac{q^2}{2} \ln \frac{q}{r_2} - \frac{q^2}{4} \right]_{r_2}^{R_i} = \frac{p\psi}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \left(\frac{R_i^2}{2} \ln \frac{R_i}{r_2} - \frac{R_i^2 - r_2^2}{4} \right). \end{aligned}$$

Окончательно

$$P_2 = \frac{p\psi}{2} \left(R_i^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right).$$

Складывая значения P_1 и P_2 , получим значения суммарной силы P_1 для 1-й зоны:

$$P_1 = \frac{p\psi}{2} \left(R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right). \quad (169)$$

Во 2-й зоне давление жидкости, как указано выше, изменяется по закону

$$p_\varphi = p \frac{\varphi}{\varphi_0},$$

где φ — угол, отсчитываемый от линии всасывания.

Выделив на первом участке этой зоны элементарную площадку радиусами, проведенными под углами φ и $\varphi + d\varphi$, определим (см. фиг. 49):

элементарную площадку

$$dS = \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} d\varphi;$$

элементарную силу, действующую на эту площадку:

$$dP_3 = p_\varphi dS = \frac{p}{\varphi_0} \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} \varphi d\varphi.$$

Интегрируя, найдем силу

$$P_3 = p\varphi_0 \frac{R_e^2 - R_i^2}{4}.$$

На втором участке этой зоны имеет место падение давления как по окружности (пропорционально углу), так и в радиальном направлении (по логарифмическому закону).

Выделяя для этого участка элементарную площадку радиусами, проведенными под углами φ и $\varphi + d\varphi$, и окружностями радиусов q и $q + dq$, определяем:

элементарную площадку

$$dS = q d\varphi dq;$$

давление на эту площадку

$$p_{\varphi q} = p \frac{\varphi}{\varphi_0} \frac{1}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \cdot \ln \frac{q}{r_2};$$

элементарную силу, действующую на эту площадку:

$$dP_4 = p_{\varphi q} dS = - \frac{p}{\varphi_0 \ln \frac{R_i}{r_2}} \varphi q \ln \frac{q}{r_2} d\varphi dq.$$

Откуда

$$P_4 = \frac{p}{\varphi_0 \ln \frac{R_l}{r_2}} \int_0^{\varphi_0} \int_{r_2}^{R_l} \varphi Q \ln \frac{Q}{r_2} d\varphi dQ.$$

После интегрирования получим

$$P_4 = \frac{p\varphi_0}{4} \left(R_l^2 - \frac{R_l^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right).$$

Складывая силы P_3 и P_4 , получим силу P_{II} для второй зоны

$$P_{II} = \frac{p\varphi_0}{4} \left(R_e^2 - \frac{R_l^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right). \quad (170)$$

Полное значение силы P найдем, складывая P_I и P_{II} :

$$P = \frac{p}{2} \left(\psi + \frac{\varphi_0}{2} \right) \left(R_e^2 - \frac{R_l^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right).$$

Следовательно, искомая площадь поджатия S_{π} определится по формуле

$$S_{\pi} = \frac{1}{2} \left(\psi + \frac{\varphi_0}{2} \right) \left(R_e^2 - \frac{R_l^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right). \quad (171)$$

Принимая для приближенных расчетов $\psi = \frac{\pi}{2}$ и $\varphi_0 = \pi$, получим

$$S_{\pi} = \frac{\pi}{2} \left(R_e^2 - \frac{R_l^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right). \quad (172)$$

Определение координат центра тяжести площади поджатия

Для определения координат центра тяжести найденной площади, рассмотрим моменты сил на тех же участках относительно осей координат X и Y (см. фиг. 36 и 49).

Расстояние от центра шестерни до центра тяжести первого кольцевого участка 1-й зоны равно

$$l_s = \frac{2}{3} \frac{R_e^3 - R_l^3}{R_e^2 - R_l^2} \cdot \frac{3 \ln \frac{\psi}{2}}{\frac{\psi}{2}}.$$

Координаты этого центра тяжести находим из формул

$$x_s = -\frac{2}{3} \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2} \cdot \frac{\sin \frac{\psi}{2}}{\frac{\psi}{2}} \cos \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right);$$

$$y_s = \frac{2}{3} \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2} \cdot \frac{\sin \frac{\psi}{2}}{\frac{\psi}{2}} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right).$$

Сила давления на этот участок

$$P_1 = \frac{p\psi}{2} (R_e^2 - R_i^2).$$

Откуда моменты этой силы

$$M_{1x} - P_1 y_s = \frac{2p}{3} (R_e^2 - R_i^2) \sin \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right); \quad (173)$$

$$M_{1y} - P_1 x_s = -\frac{2p}{3} (R_e^2 - R_i^2) \sin \frac{\psi}{2} \cos \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right). \quad (174)$$

На втором участке этой зоны выделим площадку радиусами q и $q + dq$ и определим:
элементарную площадку

$$dS = q\psi dq;$$

силу давления на эту площадку

$$dP_2 = p_q dS = \frac{p}{\ln \frac{R_l}{r_2}} \ln \frac{q}{r_2} q\psi dq.$$

Расстояние от центра тяжести этой площадки по оси равно

$$q_s = \frac{qs}{b},$$

где s — хорда, а b — длина дуги радиуса q .
После подстановки получим

$$q_s = q \frac{\sin \frac{\psi}{2}}{\frac{\psi}{2}}.$$

Координаты центра тяжести выделенной элементарной площадки

$$x_s = -\frac{2Q}{\psi} \sin \frac{\psi}{2} \cos \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right);$$

$$y_s = \frac{2Q}{\psi} \sin \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right).$$

Моменты гидравлической силы относительно осей X и Y

$$M_{2x} = \frac{2p}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \sin \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) \int_{r_2}^{R_i} Q^2 \ln \frac{Q}{r_2} dQ; \quad (175)$$

$$M_{2y} = -\frac{2p}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \sin \frac{\psi}{2} \cos \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) \int_{r_2}^{R_i} Q^2 \ln \frac{Q}{r_2} dQ. \quad (176)$$

Подставляя значение интеграла в формулы (175) и (176), получим

$$M_{2x} = \frac{2}{3} p \sin \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) \left(R_i^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right); \quad (177)$$

$$M_{2y} = -\frac{2}{3} p \sin \frac{\psi}{2} \cos \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) \left(R_i^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right). \quad (178)$$

Выше была найдена сила, действующая на элементарную площадку на 1-м участке переходной зоны:

$$dP_3 = \frac{p}{\varphi_0} \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} \varphi d\varphi.$$

Расстояние от центра тяжести элементарной площадки до оси

$$Q_s = \frac{2}{3} \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}.$$

Моменты гидравлических сил, действующие на эту площадку, относительно осей координат

$$dM_{3x} = dP_3 Q_s \sin (\varphi - \varphi_0) = \frac{p}{3\varphi_0} (R_e^3 - R_i^3) \sin (\varphi - \varphi_0) \varphi d\varphi;$$

$$dM_{3y} = \frac{p}{3\varphi_0} (R_e^3 - R_i^3) \cos (\varphi - \varphi_0) \varphi d\varphi.$$

После интегрирования получим

$$M_{3x} = \frac{P}{3\varphi_0} (R_e^3 - R_i^3) (\sin \varphi_0' + \sin \varphi_0'' - \varphi_0 \cos \varphi_0'); \quad (179)$$

$$M_{3y} = \frac{P}{3\varphi_0} (R_e^3 - R_i^3) (\varphi_0 \sin \varphi_0'' + \cos \varphi_0'' - \cos \varphi_0'). \quad (180)$$

На втором участке переходной зоны выделим площадку $dS = \varrho d\varphi d\varrho$, расстояние которой до центра равно ϱ .

Элементарная сила, действующая на эту площадку, как было найдено ранее:

$$dP_4 = \frac{P}{\varphi_0 \ln \frac{R_l}{r_2}} \varphi \varrho \ln \frac{\varrho}{r_2} d\varphi d\varrho.$$

Следовательно, моменты этой силы относительно осей координат

$$\begin{aligned} dM_{4x} &= dP_4 \varrho \sin(\varphi - \varphi_0') = \\ &= \frac{P}{\varphi_0 \ln \frac{R_l}{r_2}} \varrho^2 \ln \frac{\varrho}{r_2} \varphi \sin(\varphi - \varphi_0') d\varphi d\varrho; \end{aligned}$$

$$dM_{4y} = \frac{P}{\varphi_0 \ln \frac{R_l}{r_2}} \varrho^2 \ln \frac{\varrho}{r_2} \varphi \cos(\varphi - \varphi_0') d\varphi d\varrho.$$

Интегрируя эти выражения получим

$$\begin{aligned} M_{4x} &= \frac{P}{\varphi_0 \ln \frac{R_l}{r_2}} \int_0^{\varphi_0} \int_{r_2}^{R_l} \varrho^2 \ln \frac{\varrho}{r_2} \varphi \sin(\varphi - \varphi_0') d\varphi d\varrho = \\ &= \frac{P}{3\varphi_0} \left(R_l^3 - \frac{R_l^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right) (\sin \varphi_0' + \sin \varphi_0'' - \varphi_0 \cos \varphi_0'); \quad (181) \end{aligned}$$

$$M_{4y} = \frac{P}{3\varphi_0} \left(R_l^3 - \frac{R_l^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right) (\varphi_0 \sin \varphi_0'' + \cos \varphi_0'' - \cos \varphi_0'). \quad (182)$$

Путем сложения составляющих M_x и M_y найдем их результирующее значение:

$$\begin{aligned} M_x &= \frac{P}{3\varphi_0} \left(R_e^3 - \frac{R_l^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_l}{r_2}} \right) \times \\ &\times \left[2\varphi_0 \sin \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) + (\sin \varphi_0' + \sin \varphi_0'' - \varphi_0 \cos \varphi_0') \right]; \end{aligned}$$

$$M_y = \frac{P}{3\varphi_0} \left(R_e^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right) \times \\ \times \left[\varphi_0 \sin \varphi_0' + \cos \varphi_0'' - \cos \varphi_0' - 2\varphi_0 \sin \frac{\psi}{2} \cos \left(\frac{\psi}{2} + \theta \right) \right].$$

Разделив найденные значения M_x и M_y на величину силы P , получим формулы для определения координат y и x

$$y = \frac{2 \left[2\varphi_0 \sin \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) + \right. \\ \left. + (\sin \varphi_0' + \sin \varphi_0'' - \varphi_0 \cos \varphi_0') \right] \left(R_e^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right)}{3\varphi_0 \left(\psi + \frac{\varphi_0}{2} \right) \left(R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right)}; \quad (183)$$

$$x = \frac{2 \left[\varphi_0 \sin \varphi_0' + \cos \varphi_0'' - \cos \varphi_0' - \right. \\ \left. 2\varphi_0 \sin \frac{\psi}{2} \cos \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) \right] \left(R_e^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right)}{3\varphi_0 \left(\psi + \frac{\varphi_0}{2} \right) \left(R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right)}. \quad (184)$$

При подсчете координат x и y по формулам (183) и (184) координата x получается столь малой, что ею можно пренебречь и центр тяжести сечения смещать по оси Y .

Обозначая через A коэффициент, являющийся функцией углов φ_0 , φ_0' , φ_0'' , ψ и θ (см. фиг. 36), можем представить формулу для определения y в следующем виде:

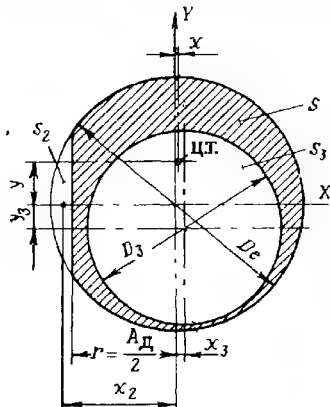
$$y = \frac{A \left(R_e^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right)}{R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}}}. \quad (185)$$

где

$$A = \frac{2 \left[\sin \varphi_0' + \sin \varphi_0'' - \varphi_0 \cos \varphi_0' + 2\varphi_0 \sin \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\psi}{2} - \theta \right) \right]}{3\varphi_0 \left(\psi + \frac{\varphi_0}{2} \right)}. \quad (186)$$

Коэффициент A изменяется от начала до конца зацепления пары зубьев и значения его различны для ведомой и ведущей шестерен.

Для приближенных расчетов на основе опытных данных можно принять среднее значение коэффициента $A=0,3$. Тогда приближенная формула для определения смещения центра тяжести площади примет следующий вид:



Фиг. 50. К определению площади поджатия подпятника.

$$y = 0,3 \frac{R_e^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}}}{R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}}} \quad (187)$$

Приведенный расчет позволяет определить как величину площади поджатия [см. формулы (171) и (172)], так и координаты ее центра тяжести x и y [см. формулы (183), (184), (185) и (186)].

Приводим один из способов получения требуемой по величине и смещению площади S (фиг. 50).

Этот способ отличается простотой, так как сводится к нахождению площади круга, центр которого смещен относительно центра подпятника.

Требуемые смещения центра тяжести площади, к которой подводится давление нагнетания (заштрихованная площадь на фиг. 50), могут быть получены, в частности, при помощи резинового кольца, отделяющего эту площадь от линии всасывания и поджимаемого с торца.

Обозначим и определим:

а) полную площадь круга диаметра D_e через S_1 :

$$S_1 = \frac{\pi D_e^2}{4};$$

б) площадь сегмента, хорда которого расположена от оси на расстоянии $\frac{A_n}{2} = r$, через S_2 :

$$S_2 = \frac{R_e^2}{2} \left(\frac{\pi}{180} \alpha_1 - \sin \alpha_1 \right),$$

где

$$\alpha_1 = 2 \arccos \frac{r}{R_e};$$

в) площадь круга, ограниченного наружным диаметром кольца D_3 через S_3 :

$$S_3 = \frac{\pi D_3^2}{4}.$$

Площадь S_3 определяем из равенства

$$S_3 = S_1 - S_2 - S_{\text{п}},$$

где $S_{\text{п}}$ — площадь поджатия.

Зная S_3 , определяем D_3 :

$$D_3 = \sqrt{\frac{4S_3}{\pi}}.$$

Координаты центра круга диаметра D_3 можно найти из того условия, что статический момент фигуры относительно оси, проходящей через центр тяжести, равен нулю.

Ордината y_3 (центр круга нужно сместить вниз — и сторону всасывания), таким образом, найдется из равенства

$$(S_1 - S_2)y = S_3(y_3 + y),$$

но так как

$$S_1 - S_2 - S_3 = S_{\text{п}} \text{ и } S_1 - S_2 = S_3 + S_{\text{п}},$$

то

$$S_{\text{п}}y = S_3y_3.$$

Откуда

$$y_3 = y \frac{S_{\text{п}}}{S_3}.$$

Расчет «следающего» поджима

В связи со сложностью гидродинамической задачи, устанавливающей закон распределения давления в торцовом зазоре и непостоянством этого зазора, вызванном неточностью изготовления и монтажа, все известные методы расчета являются приближенными и исходят из целого ряда допущений.

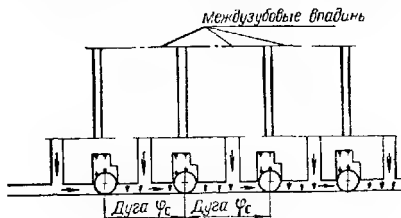
Недостатками методов расчета, стремящихся дать решение этой задачи в общем виде, являются трудности использования результатов этих исследований, в связи с наличием многих параметров, которые могут быть определены лишь экспериментальным путем.

Практически более целесообразным является узаконение более грубых допущений при расчете с тем, чтобы полученные формулы

проверить на большом количестве конструкций и убедиться в целесообразности пользования ими.

Такие упрощения, введенные нами при расчете гидравлической компенсации, оправданы и результаты расчетов, проведенных на ряде примеров, в частности при расчете «следящего» поджима, подтверждают хорошее совпадение их с данными практики.

В работе [13] приводится описание различных конструктивных схем гидравлической компенсации торцовых зазоров, путем разбивки при помощи соответствующих уплотнений переходной зоны от нагнетания к всасыванию на ряд участков (обычно число их равно числу межзубовых впадин); в каждом участке давление



Фиг. 51. Схема 6.

подводится либо к поршню, либо к гибким поверхностям пластин, описанных в работе [13]. Аналогичная конструкция описана в работе [27].

Применение такого следящего поджима является наиболее рациональным с точки зрения уменьшения торцовых зазоров, увеличения объемного к. п. д. и создания более равномерного давления на торец, устраняющего износ и перегрев торцов и появление трещин на торцах зубьев, при сохранении указанных выше преимуществ в отношении максимального сокращения утечек через зазоры и значительного снижения потерь мощности.

Исходя из приведенных источников, конструктивное решение задачи следящего поджима сводится к трем следующим схемам

а) на участках переходной зоны расположены поршни, через которые передается давление данного участка;

б) участки разделены специальными уплотнениями, как это описано в упомянутой статье, и таким образом в каждом участке давление распространяется на всю зону от радиуса R_e до минимального радиуса r_x (фиг. 51);

в) участки ограничены радиусами R_e и r_x , но давление передается не на всю площадь, а как указано на фиг. 52, на заштрихованную часть площади.

Основная задача расчета этой системы сводится к определению площади поршня (схема а) или сектора.

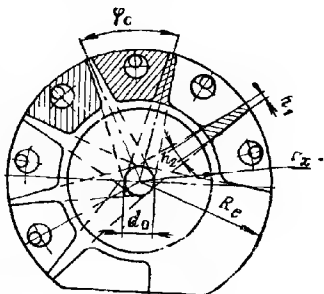
В расчете сделаны следующие допущения:

1. Количество секторов, на которое разбита переходная зона, достаточно велико для того, чтобы считать в каждом секторе давление p_i постоянным и равным среднему значению давления на этом участке.

2. Давление на подпятник со стороны шестерни в зоне, ограниченной радиусами головок R_e и впадин R_i , принято для каждого сектора распространенным на всю площадь его между указанными радиусами.

При этом, как указывалось ранее, градиентом давления во впадине зуба в радиальном направлении пренебрегаем. Обозначив через φ_c угол сектора каждого участка (см. фиг. 51 и 52) и имея в виду принятые допущения, получим силу давления жидкости на часть сектора, ограниченную окружностями головок и впадин:

$$P_{c1} = p_{\text{нагн}} t \frac{\varphi_c}{2} (R_e^2 - R_i^2). \quad (188)$$



Фиг. 52 Схема в.

Сила давления жидкости на подпятник на участке сектора, ограниченном радиусом впадин R_i и минимальным радиусом контакта r_2 , может быть найдена исходя из того, что в радиальном направлении избыточное давление над давлением всасывания падает по логарифмическому закону

$$p_0 - p_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{нагн}} t - p_{\text{вс}}}{\ln \frac{R_i}{r_2}} \ln \frac{q}{r_2}.$$

Распространяя это давление на элементарную площадку $dS = q \varphi_c dq$ и интегрируя в пределах $q = r_2$ до $q = R_i$, получим

$$P_{c2} = \frac{p_{\text{нагн}} t \varphi_c}{2} \left[R_i^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{нагн}} t} \right) - r_2^2 \frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{нагн}} t} \right]. \quad (189)$$

Складывая полученные значения P_{c1} и P_{c2} , получим полную силу давления жидкости на подпятник

$$P_{c1} = \frac{p_{\text{нагн}} t \varphi_c}{2} \left[R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{нагн}} t} \right) - r_2^2 \frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{нагн}} t} \right]. \quad (190)$$

Эту силу надо приравнять силе давления жидкости на искомую площадь поджатия:

$$p_{\text{нагн } i} S_x = p_{\text{нагн } i} \frac{q_c}{2} \left[R_c^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{\text{нс}}}{p_{\text{нагн } i}} \right) - r_2^2 \frac{p_{\text{нс}}}{p_{\text{нагн } i}} \right].$$

Откуда

$$S_x = \frac{q_c}{2} \left[R_c^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{\text{нс}}}{p_{\text{нагн } i}} \right) - r_2^2 \frac{p_{\text{нс}}}{p_{\text{нагн } i}} \right]. \quad (191)$$

Эта формула справедлива для любой конструктивной схемы.

Из этой формулы видно, что искомая площадь зависит от отношения $p_{\text{вс}}/p_{\text{нагн } i}$, а именно: с увеличением этого отношения площадь должна расти. Так как давление $p_{\text{нагн } i}$ в переходной зоне падает от линии нагнетания к линии всасывания, то в этом направлении отношение $p_{\text{вс}}/p_{\text{нагн } i}$ растет, а следовательно, должна расти и площадь поджатия.

Отсюда следует, что, строго говоря, диаметры поршней в схеме *a* должны возрастать по мере приближения к линии всасывания. Точно так же в схемах *б* и *в*, радиус r_x должен был бы уменьшаться по направлению к линии всасывания, т. е. цилиндрическую поверхность радиуса r_x следовало бы делать с соответствующим эксцентриситетом. Однако для упрощения конструкции эта поверхность радиуса r_x делается концентрично оси шестерни.

Для схемы *б* площадь поджатия каждого участка

$$S_x = \frac{q_c}{2} (R_c^2 - r_x^2). \quad (192)$$

Подставляя это выражение для S_x в уравнение (191), получим

$$r_x^2 = \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{\text{нс}}}{p_{\text{нагн } i}} \right) + \frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{нагн } i}} r_2^2. \quad (193)$$

Принимая для приближенных расчетов отношение $\frac{p_{\text{вс}}}{p_{\text{нагн } i}} = 0,1$, получим расчетную формулу для определения r_x

$$r_x^2 = \frac{0,45 (R_i^2 - r_2^2)}{\ln \frac{R_i}{r_2}} + 0,1 r_2^2. \quad (194)$$

Для схемы *в* искомая площадь поджатия получится, если от площади сектора отнять площадь, которую приближенно можно считать трапезией (см. заштрихованную площадь на фиг. 52).

Согласно этой фигуре имеем

$$h_2 = h_1 + \frac{(R_e - r_x)(d_0 - h_1)}{R_e}.$$

Площадь трапеции

$$S_T = \frac{h_1 + h_2}{2} (R_e - r_x).$$

Подставляя сюда значение h_2 , получим

$$S_T = \frac{d_0 - h_1}{2R_e} r_x^2 - d_0 r_x + \frac{R_e}{2} (d_0 + h_1).$$

Следовательно:

$$S_x = \frac{\varphi_c}{2} (R_e^2 - r_x^2) - \frac{d_0 - h_1}{2R_e} r_x^2 + d_0 r_x - \frac{R_e}{2} (d_0 + h_1). \quad (195)$$

Приравнявая правые части равенств (192) и (195), получим

$$\begin{aligned} \frac{\varphi_c}{2} R_e^2 - \frac{\varphi_c}{2} \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} \right) - \frac{\varphi_c}{2} r_2^2 \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} = \\ = \frac{\varphi_c}{2} (R_e^2 - r_x^2) - \frac{d_0 - h_1}{2R_e} r_x^2 + d_0 r_x - \frac{R_e}{2} (d_0 + h_1). \end{aligned}$$

Отсюда получим квадратное уравнение для определения r_x

$$\begin{aligned} \left(\frac{\varphi_c}{2} + \frac{d_0 - h_1}{2R_e} \right) r_x^2 - d_0 r_x + \left[\frac{R_e}{2} (d_0 + h_1) - \right. \\ \left. - \frac{\varphi_c}{2} \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} \right) - \frac{\varphi_c}{2} r_2^2 \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} \right] = 0. \end{aligned}$$

Откуда

$$\begin{aligned} d_0 + \sqrt{d_0^2 + \left(\varphi_c + \frac{d_0 - h_1}{R_e} \right) \left\{ -R_e (d_0 + h_1) + \right. \\ \left. + \varphi_c \left[\frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} \right) + r_2^2 \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} \right] \right\}} \\ r_x = \frac{d_0 + \sqrt{d_0^2 + \left(\varphi_c + \frac{d_0 - h_1}{R_e} \right) \left\{ -R_e (d_0 + h_1) + \right. \\ \left. + \varphi_c \left[\frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} \right) + r_2^2 \frac{p_{вс}}{p_{нагн\ i}} \right] \right\}}}{\varphi_c + \frac{d_0 - h_1}{R_e}}. \quad (196) \end{aligned}$$

Или, принимая среднее значение $\frac{P_{\text{вс}}}{P_{\text{тяги } i}} = 0,1$:

$$d_0 + \sqrt{d_0^2 + \left(\varphi_c + \frac{d_0 - h_1}{R_e} \right) \left\{ \varphi_c \left[\frac{(R_1^2 - r_2^2)}{\ln \frac{R_1}{r_2}} 0,45 + 0,1 r_2^2 \right] - \sqrt{R_e(d_0 + h_1)} \right\}} = \frac{r_x}{\varphi_c + \frac{d_0 - h_1}{R_e}} \quad (197)$$

Обычно при различных конструктивных схемах с гидравлической компенсацией торцовых зазоров, помимо гидравлических сил, применяются и пружины.

Во всех произведенных расчетах мы не принимали во внимание силы пружин, считая, что они малы по сравнению с гидравлическими силами и рассчитывая на то, что сила поджатия будет превышать расчетную на величину суммарной силы пружин.

Для ряда конструкций шестеренных насосов применяют промежуточные варианты гидравлической компенсации.

Так, например, в насосах фирмы «Песко» применяется гидравлическое поджатие жидкостью, подводимой с линии нагнетания к площади кольца, концентричной оси шестерни. Несмотря на явно завышенную площадь поджатия и неравномерную силу поджатия торца, насосы удовлетворительно работают, особенно в случае, когда рабочей жидкостью является масло.

Такие фирмы, очевидно, предпочитают добиваться надежной работы за счет высокой точности изготовления и тщательного подбора трущихся пар, стремясь к простоте конструкции.

Наряду с этим, в насосах других американских фирм поджатие осуществляется жидкостью, подводимой к эксцентричной поверхности.

Применяемое в насосах фирмы «Plessey» смещение площади поджатия за счет резинового кольца, отделяющего эту площадь от линии всасывания, является шагом вперед по сравнению с конструкциями, где поджатие происходит по концентричной поверхности.

Однако ради простоты конструктивного решения вопроса смещения площади поджатия, фирма применяет далеко не оптимальный вариант, и поэтому неправильно сравнивать, как это делается в работе [13], площадь поджатия, определяемую по рекомендуемой формуле, с площадью, фактически осуществленной фирмой «Plessey».

Предлагаемые в данной книге формулы для определения площади гидравлического поджатия, в особенности при «следящем» поджатии, многократно проверены. Практика подтвердила, что

площадь поджатия определенная по этим формулам вполне достаточна; уменьшение ее против расчетной приводит к увеличению утечек и снижению объемного к. п. д.; значительное увеличение площади поджатия против расчетной приводит к чрезмерному повышению удельного давления на торец шестерни и появлению трещин на торцах зубьев.

Практика подтвердила правильность использования этих формул для насосов, работающих на керосине. В таких насосах высокого давления решить задачу создания объемного к. п. д. порядка 90% при сохранении надежной работы торцовых поверхностей значительно сложнее, чем для масляных насосов.

§ 3. МЕРЫ ПОВЫШЕНИЯ КАВИТАЦИОННОГО ЗАПАСА

Разрушительное действие явления кавитации на детали насоса можно частично снизить, например, за счет применения стойких против коррозии и эрозии материалов, увеличения твердости деталей из нержавеющей стали, тщательной обработки поверхностей деталей, повышения чистоты обработки.

Однако эти меры лишь частично достигают цели и только в тех случаях, когда кавитация охватывает небольшую зону и не приводит к значительному снижению срока службы насоса.

Основная задача при эксплуатации насосов состоит в недопущении возникновения разрушительного кавитационного режима, что достигается обеспечением во всех зонах системы давления, превышающего упругость насыщенных паров рабочей жидкости.

Очень важно принять меры по сокращению потерь на всасывании, которые определяются в основном степенью заполнения жидкостью впадин между зубьями.

Надежность заполнения впадин зависит от формы и размеров подводящего канала, которые должны быть выбраны так, чтобы обеспечить плавный переход потока (без крутых поворотов) и максимально возможную продолжительность соединения канала со впадиной (на возможно большем угле поворота шестерен).

Надежное заполнение впадин обеспечивается при дуге дуги камеры всасывания, определяемой приведенным ниже методом.

Если обозначить через t_1 — время, необходимое для прохождения жидкостью глубины впадины $H=2,2\text{ м}$, а через t_2 — время пребывания впадины в зоне всасывания на дуге длиной s , то надежность заполнения впадины обуславливается неравенством $t_2 > t_1$.

Средняя скорость движения жидкости при заполнении впадины

$$u_{вп} = \varphi \sqrt{\frac{p_{вс} - p_j}{\gamma} \cdot 2g},$$

где φ — коэффициент скорости, принимаемый в расчете равным 0,5;
 p_j — давление от центробежных сил инерции жидкости во впадинах зубьев, определяемое ниже.

Время t_1 найдем из равенства

$$t_1 = \frac{H}{u_{\text{вп}}} = \frac{2,2m}{\varphi \sqrt{\frac{P_{\text{вс}} - P_j}{\gamma} \cdot 2g}}.$$

Время t_2 определяется из равенства

$$t_2 = \frac{s}{\omega R_e} = \frac{s}{\frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_e}{2}} = \frac{60s}{\pi n D_e}.$$

Указанное выше неравенство примет вид

$$\frac{60s}{\pi n D_e} \geq \frac{2,2m}{\varphi \sqrt{\frac{P_{\text{вс}} - P_j}{\gamma} \cdot 2g}}.$$

Откуда найдем величину дуги

$$s \geq \frac{0,23nmD_e}{\sqrt{\frac{P_{\text{вс}} - P_j}{\gamma} \cdot 2g}}. \quad (198)$$

Для обычных насосов с внешним подводом жидкости может быть найдена предельная окружная скорость шестерен, обеспечивающая надежное заполнение впадин.

При отсутствии специальных средств повышения давления на входе в виде подкачки или наддува бака, окружная скорость обычно не превышает 8 м/сек.

Величина допустимой окружной скорости зависит от вязкости жидкости, уменьшаясь с ее увеличением.

Заполнение межзубовых впадин можно увеличить специальными конструктивными мерами.

Перечислим некоторые из них.

Входной канал можно выполнить переменного прямоугольного сечения, имеющего в плоскостях, перпендикулярных осям шестерен, форму диффузора с сужением и последующим расширением.

В поперечном направлении входная часть диффузора расширяется до размера ширины шестерни.

Улучшение зацепления и увеличение статического давления на входе в насос можно достигнуть применением на линии слива специального эжектора, под действием которого во всасывающий канал поступает дополнительно некоторое количество жидкости через канал, соединенный с баком.

Так как заполнению впадин в значительной степени препятствует центробежная сила частиц жидкости, то эффективным средством является подвод жидкости через внутреннюю полость и отверстия в межзубовых впадинах.

Полностью предотвратить кавитацию можно увеличением давления во всасывающей линии насоса путем повышения давления в баке или применением дополнительного насоса подкачки.

Также большой интерес представляют комбинированные центробежно-шестеренные насосы, которые работают с большими окружными скоростями (до 50 м/сек) и могут обеспечить высотность до 20 000 м без подкачивающих насосов. Это достигается тем, что в таких насосах подвод рабочей жидкости осуществляется не снаружи, а со стороны впадин зубьев, так что центробежная сила не препятствует, а способствует заполнению впадин.

§ 4. МЕРЫ ПО УВЕЛИЧЕНИЮ ПРОЧНОСТИ КАЧАЮЩЕГО УЗЛА НАСОСА

Применение шестеренных насосов с высоким давлением нагнетающей жидкости диктует необходимость принятия мер увеличения их прочности.

Одной из основных является обеспечение достаточной жесткости корпуса и снижение деформаций опор и валиков.

Уязвимым местом нагруженных насосов часто являются подшипники шестерен, лимитирующие гарантируемый ресурс работы насоса.

Приводимые в настоящей книге формулы для определения нагрузки на опоры и примерный расчет насоса показывают, что опоры являются сильно нагруженными, и для повышения ресурса подшипника качения требуется увеличение габаритов подшипника и насоса в целом.

Как указано выше, габариты качающего узла, а следовательно, и нагрузка на опоры снижаются при выборе больших значений модулей m и меньших чисел зубьев z .

Весьма целесообразным является применение средств разгрузки опор.

Для разгрузки подшипников от усилий давления рабочей жидкости применяют схему с гидравлическим противодавлением.

Как видно на фиг. 53, противодавление создается за счет соединения полостей нагнетания и всасывания с камерами, расположенными диаметрально противоположно этим полостям.

Таким образом, в этой схеме давление нагнетания действует не только со стороны камеры нагнетания, но и с противоположной стороны, что в значительной мере разгружает подшипники от гидравлических сил.

Такая разгрузка конструктивно легко осуществима в насосах со «следающим» гидравлическим поджимом, так как в этом случае соответствующие секторы соединяются отверстиями с линиями нагнетания и всасывания.

Следует, однако, иметь в виду, что данное мероприятие, достаточно эффективное и целесообразное из условий прочности, приводит к увеличению утечек через радиальные зазоры и, следовательно, к некоторому снижению объемного к. п. д. Для того чтобы све-

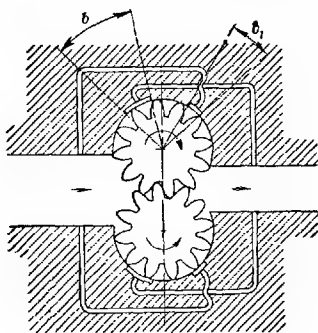
сти к минимуму эти объемные потери, желательно камеры, куда подводятся каналы, (дуги b и b_1) отделять от ближайшей полости нагнетания или всасывания двумя зубьями, как указано на фиг. 53.

Шестерни агрегатов, проектируемые из условий обеспечения требуемой производительности, обычно имеют большой запас прочности на изгиб зуба. Случаи поломок зубьев весьма редки в практике эксплуатации насосов.

Иначе обстоит дело с вопросом износоустойчивости зубьев.

Износ зубьев шестерен насосов бывает особенно велик в том случае, когда высокие удельные давления сочетаются с плохими

смазывающими свойствами рабочей жидкости. В частности, в практике эксплуатации шестеренных насосов высокого давления, работающих на керосине, часто приходится сталкиваться со значительными износами цементированных профилей зубьев даже после непродолжительной работы насоса.



Фиг. 53. Схема разгрузки опор от радиальных усилий

смазывающими свойствами рабочей жидкости. В частности, в практике эксплуатации шестеренных насосов высокого давления, работающих на керосине, часто приходится сталкиваться со значительными износами цементированных профилей зубьев даже после непродолжительной работы насоса.

Для получения высоких твердостей профилей зубьев и упрочнения шестерен применяют цементацию, азотирование, объемную и поверхностную закалку и т. п. Упрочнение деталей методом химико-термической обработки дости-

гается за счет остаточных сжимающих напряжений в упрочненном поверхностном слое.

Из перечисленных видов химико-термической обработки поверхностного слоя наиболее эффективным является азотирование, как средство повышения износоустойчивости.

По опубликованным сравнительным данным, приведенным в работе [32] и [31] по истиранию цементированных азотированных образцов, потеря в весе азотированных образцов во много раз меньше, чем у образцов из цементированной и закаленной стали.

По данным литературы, азотирование коленчатых валов настолько повышает износостойкость их шеек, что на протяжении всего ресурса работы двигателя износ не обнаруживается.

В работе [32] приводится случай полного устранения износа профиля зубчатых колес после замены цементированных колес азотированными.

В опубликованной работе [31] приводятся результаты сравнительных испытаний зубчатых колес, в том числе на контактную прочность, показывающие, что износ зубьев у азотированных колес в 3÷6 раз меньше, чем у цементированных. В смазываемых перс-

дачах автору этой работы не удалось обнаружить износа зубьев даже при сильно нагруженных шестернях и весьма длительной работе передачи (200 миллионов циклов нагружений и больше). Лучшие результаты получены со сталью 38ХМЮА, подвергнутой азотированию на глубину 0,35–0,55 мм. Увеличение глубины слоя выше 0,55 мм не способствовало увеличению износоустойчивости зубчатых передач, а вызывало пониженную сопротивляемость выкрашиванию.

Для повышения износоустойчивости шестерен насосов наряду с указанными мерами по выбору материала и его термической обработке необходимо принятие конструктивных мер по уменьшению скольжения зубьев и снижению удельного давления между ними. В частности, полезным является применение рекомендованных скоростей на рабочем профиле зубьев ведомой шестерни.

В практике эксплуатации шестеренных насосов, имеющих цементированные и закаленные поверхности профиля зуба и его торца, встречаются случаи скалывания цементированного слоя на торцевой поверхности, прилежащей к боковой профильной поверхности зуба.

Этот дефект связан с неблагоприятными условиями работы цементированного слоя на торце при передаче усилия на крайние точки, вследствие недопустимой величины непараллельности образующей профиля, непараллельности осей шестерен и других дефектов изготовления или монтажа передачи.

Для устранения дефекта переход от профиля зуба к его торцу следует скруглять значительным радиусом (если конструкция не позволяет применить более радикальную меру — оставить торцевую поверхность нецементированной).

Глава IV

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

§ 1. ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАСОСА

Обоснование выбора системы корригирования профиля зуба

Выбор рациональной системы корригирования профиля зуба зависит от условий эксплуатации зубчатой передачи и от предъявляемых к ней требований.

При выборе системы необходимо учитывать специфические условия работы шестерен в качающем узле насоса.

При рассмотрении различных типов передач нами указывалось, что для шестерен насосов наиболее целесообразно применение положительной передачи.

Учитывая преимущества такой коррекции профиля зуба, величина положительного смещения должна быть выбрана больше величины, диктуемой условиями устранения подрезания профиля. Увеличение профильного смещения приведет к увеличению угла зацепления передачи и к увеличению радиусов кривизны профилей зубьев, что благоприятно скажется на их контактной прочности.

Увеличение профильного смещения влечет за собой уменьшение степени перекрытия ϵ , что также является желательным для шестерен насосов, так как уменьшает вредное влияние запираемой во впадинах жидкости. Это соображение подтверждается формулой (84), которая доказывает, что вытесняемый защемленный объем пропорционален величине $(\epsilon-1)^2$, а также формулой (86), согласно которой максимальная мгновенная подача жидкости из защемленного объема пропорциональна величине $(\epsilon-1)$.

Уменьшение степени перекрытия ϵ желательно даже при наличии разгрузочных устройств, так как ограниченность размеров разгрузочных канавок не позволяет снизить скорость выталкиваемой жидкости до малой величины. Поэтому наряду с другими мерами борьбы с вредным влиянием защемленного объема необходимо стремиться к уменьшению степени перекрытия.

Таким образом, и с этой точки зрения может быть рекомендована положительная передача с большим смещением профиля.

Мы перечислили те факторы, которые благоприятно сказываются на зубчатой передаче насоса при увеличении положительного смещения.

Отрицательными факторами являются уменьшение радиуса перехода от профиля зуба ко впадине и уменьшение толщины зуба по окружности головок.

Первый фактор обычно не является решающим, так как изгибная прочность зубьев шестерен насосов достаточно велика.

Величина смещения лимитируется толщиной зуба по окружности головок s_g .

В общем машиностроении для цементированных шестерен толщина зуба у вершины ограничивается из того условия, что чрезмерное уменьшение ее может привести к скалыванию цементированного слоя.

Для шестерен насосов толщины s_g являются уплотняющими перемычками, разделяющими камеры нагнетания и всасывания по окружности головок шестерен. Эти дополнительные специфические условия определяют минимально допустимую величину s_g .

По данным испытания шестеренных насосов высокого давления, можно считать допустимой величину s_g , равную $0,2m$. При таких перемычках и принятых в насосах значениях диаметральных зазоров между окружностью головок шестерни и расточкой в корпусе, утечки жидкости по этим зазорам значительно меньше утечек по торцовым зазорам.

Следовательно, в качестве системы корригирования профиля зуба шестерен насоса можно рекомендовать положительную передачу с коэффициентом профильного смещения достаточно большим, но гарантирующим толщину зуба у вершины не менее $0,2m$.

Все перечисленные требования хорошо удовлетворяются в разработанной автором системе, аналогично принятой в британском стандарте, согласно которой действительное расстояние между центрами шестерен A_d принято равным расстоянию, соответствующему числу зубьев на единицу больше действительного числа, т. е.

$$A_d = m(z+1). \quad (199)$$

Так как в предлагаемой системе диаметр делительной окружности равен mz , а диаметр начальной окружности (действительное расстояние между центрами колес) равен $m(z+1)$, то суммарный коэффициент воспринимаемого смещения передачи равен

$$\xi_B = \frac{m(z+1) - mz}{m} = 1$$

и коэффициент воспринимаемого смещения шестерни $\xi_{B1} = \xi_{B2} = 0,5$. Как было показано ранее, суммарный коэффициент воспринимаемого смещения ξ_B определяется также по формуле (37)

$$\xi_B = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right).$$

В данном случае при $z_1 = z_2 = z$

$$\xi_n = z \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right).$$

Для предлагаемой системы

$$\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} = \frac{A_d}{A_0} = \frac{z+1}{z}.$$

Откуда

$$\xi_n = z \left(\frac{z+1}{z} - 1 \right) = 1 \quad (200)$$

и для каждой шестерни $\xi_{n1} = \xi_{n2} = \frac{\xi_n}{2} = 0,5$.

Величина ξ_y определяется из равенства $\xi_y = \xi_c - \xi_n = 2\xi - 1$. Выбор этой величины смещения, помимо указанных преимуществ, обладает тем достоинством, что обеспечивает стандартные расстояния между осями шестерен. Кроме того, эта система удобна для пользования и проста.

В частности, все выведенные формулы для пулевых колес остаются в силе и для принятой системы положительных колес, но вместо действительного числа зубьев надо в эти формулы подставить число зубьев на единицу больше.

При выбранной системе корригирования профиля зуба применять реечный инструмент с коэффициентом высоты $\chi_n = 1$ нельзя, так как высота головки зуба, как доказано выше (см. формулу 42а), была бы меньше модуля, и это привело бы к получению коэффициента перекрытия ϵ меньше единицы, что недопустимо.

Следовательно, необходимо взять несколько модифицированный исходный контур с величиной $\chi_n > 1$. Весьма удобным является выбор такой величины χ_n , которая обеспечивает высоту головки зуба шестерни, равной модулю, т. е. $f = \frac{h}{m} = 1$.

Для шестерен насосов формулы (42а) и (42б) принимают следующий вид:

$$f = \frac{h}{m} = \chi_n - \left(\xi - \frac{\xi_n}{2} \right). \quad (200a)$$

Откуда

$$\chi_n = f + \left(\xi - \frac{\xi_n}{2} \right).$$

Так как задались величинами $\xi_n = 1$ и $f = 1$, то

$$\chi_n = 1 + \left(\xi - 0,5 \right). \quad (200б)$$

Задаваясь в соответствии с ГОСТ 3058—54 суммой коэффициентов высоты головки и радиального зазора равной 1,25, получим, что

последний коэффициент будет $\chi_c = 0,25 - (\xi - 0,5)$, т. е. в стандартном исходном контуре активная часть профиля увеличивается на величину $(\xi - 0,5)$, а переходная — уменьшается на ту же величину (фиг. 54). Следовательно, при этих условиях

$$D_e = m(z + 3);$$

$$H = m[2,25 - (\xi - 0,5)];$$

$$D_i = D_e - 2H = m(z + 2\xi - 2,5).$$

Для рекомендуемой системы величина $(\xi - 0,5)$ колеблется от 0,12 для $z=8$ до 0,05 для $z=15$, т. е. $\chi_n = 1,12$, $\chi_c = 0,13$ для $z=8$ и $\chi_n = 1,05$, $\chi_c = 0,2$ для $z=15$.

Практически получение профиля зуба методом обкатки при указанных коэффициентах легко осуществимо как при долблении, так и при шлифовании зуба. При шлифовании на станке «МАОГ» профиль зуба получают автоматически при настройке по заданному углу зацепления исходного контура α_0 и диаметру основной окружности $d_0 = mz \cos \alpha_0$.

Проверим правильность полученных формул, подставив их в формулы (41) и (42):

$$D_e = m(z + 2\chi_n + 2\xi - 2\xi_y) -$$

$$= m\{z + 2[1 + (\xi - 0,5) + \xi - (2\xi - 1)]\} = m(z + 3).$$

Полная высота зуба шестерни $H = m(2\chi_n + \chi_c - \xi_y) = m[2(1 + \xi - 0,5) + 0,25 - (\xi - 0,5) - (2\xi - 1)] = m[2,25 - (\xi - 0,5)]$.

Полученные формулы совпадают с принятыми в этой книге.

Приняв величину коэффициента высоты головки зуба шестерни равной единице, получим следующее преимущество: диаметры расточек в корпусах получаются стандартными, равными по величине диаметрам при игольчатой передаче, имеющей на 1 зуб больше. Таким образом, переход на некорректированный профиль зуба с увеличенным углом зацепления (порядка 30°) можно легко осуществить заменой шестерен в тех же корпусах, при сохранении того же диаметра расточки.

Данные рекомендуемой передачи приведены на фиг. 54 и в табл. I для чисел зубьев от $z=8$ до $z=15$.

Как видно из табл. I, толщина зуба у вершины s_e для минимального числа зубьев $z=8$ составляет около $0,2m$, а для $z=15$ возрастает до $0,42m$, а величина степени перекрытия ϵ возрастает от $\epsilon=1,044$ для $z=8$ до $\epsilon=1,228$ для $z=15$, что подтверждает правильность выбора величины смещения ξ и высоты головки зуба шестерни.

Предварительное определение модуля

Для предварительного определения модуля шестерен по заданной производительности воспользуемся формулой (76):

$$Q_T = 2\pi b n m^2 (z + \sin^2 \alpha_0).$$

Принимая $\sin^2 \alpha_0 \cong 0,2$ получим

$$Q_d = 2\pi b n m^2 (z + 0,2) \eta_v \cdot 10^{-6} \text{ л/мин}$$

Окружная скорость по окружности головок

$$v = \frac{\pi D_e n}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек},$$

а так как $D_e = m(z + 2)$, то $n = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi m(z + 2)}$.

Подставляя значение n в выражение Q_d , находим

$$Q_d = 0,12 b m v \eta_v \frac{z + 0,2}{z + 2}.$$

Для современных насосов число зубьев z колеблется в пределах от 8 до 14 и, следовательно, отношение $\frac{z+0,2}{z+2}$ будет изменяться в пределах 0,82—0,88. Примем среднее его значение 0,84

Коэффициент η_v принимаем равным 0,85, тогда получим

$$Q_d = 0,086 b m v.$$

Учитывая условия заполнения впадин, принимаем окружную скорость v в пределах $7 \div 20$ м/сек. Первая цифра является предельной окружной скоростью для обычных насосов, вторая — для насосов с принудительным питанием от вспомогательного насоса или с надувом бака.

Формула для предварительного определения модуля (при указанных пределах v и при отношении b/m в пределах от 6 до 9)

$$m = (0,24 \div 0,44) \sqrt{Q_d}, \quad (201)$$

где Q_d принимается в л/мин, а m в мм.

Основные параметры корригированных шестерен

В табл. 1 приведены основные параметры корригированных шестерен. Для всех линейных величин, определяющих геометрические элементы профиля зуба, даны их значения для модуля, равного единице. Как указано в таблице, при определении этих величин для модуля m приведенные значения должны быть помножены на модуль.

Основные данные рекомендуемых по

Параметры		Условные обозначения	Для модуля,		
Число зубьев	z	8	9	10	
Теоретическое расстояние между центрами в мм	A_{01}				
Действительное расстояние между центрами в мм	A_{d1}	9	10	11	
Диаметр начальной окружности в мм	d_1				
Диаметр окружности головок в мм	D_{e1}	11	12	13	
Диаметр окружности впадин в мм	D_{f1}	6,747	7,716	8,690	
Диаметр основной окружности в мм	d_{01}	7,5174	8,4572	9,3969	
Основной шаг в мм	t_{01}	2,9521	2,9521	2,9521	
Угол зацепления передачи в град.	α	33°21'	32°15'	31°19'	
Профильное смещение рейки в мм	ξ	0,6236	0,6080	0,5950	
Размеры для зубосера	Толщина зуба по начальной окружности в мм	s_1	1,7166	1,6971	1,6813
	Высота в мм	h_1^*	1,0826	1,0725	1,0646
Размер блочной скобы на 2 зуба в мм	M_1	4,9666	4,9702	4,9750	
Толщина зуба у вершины в мм	s_{e1}	0,1991	0,2481	0,2886	

* Размер h_1 подсчитан для номинального диаметра.

Т а б л и ц а 1

ложительных шестерен ($\xi_{a1}=\xi_{a2}=0,5$)

равного единице

Для модуля m

11	12	13	14	15	$A_T=A_{o1}m$
12	13	14	15	16	$A_A=A_{a1}m$ $d=d_1m$
14	15	16	17	18	$D_e=D_{e1}m$
9,668	10,649	11,632	12,618	13,605	$D_t=D_{t1}m$
10,3366	11,2763	12,2160	13,1557	14,0954	$d_o=d_{o1}m$
2,9521	2,9521	2,9521	2,9521	2,9521	$t_o=2,9521m$
30°32'	29°50'	29°14'	28°43'	28°14'	α
0,5840	0,5745	0,5663	0,5590	0,5526	ξm
1,6682	1,6572	1,6478	1,6397	1,6327	$S=S_1m$
1,0583	1,0531	1,0487	1,0449	1,0418	$h=h_1m$
4,9811	4,9888	4,9982	5,0070	5,0161	$M=M_1m$
0,3225	0,3517	0,3788	0,4015	0,4210	$S_e=S_{e1}m$

Параметры		Условные обозначения	Для модуля,		
Боковой зазор между зубьями (по дуге начальной окружности в мм)		Δ_1	0,08	0,08	0,08
Степень перекрытия		ϵ	1,044	1,076	1,106
Размеры разгрузочной канавки	Расстояние от оси до начала канавки в мм	$\epsilon_{\max 1}$	1,77	1,75	1,73
	Глубина на каждом торце в мм	u'_1	$1,3 \cdot 10^{-6}$	$2,3 \cdot 10^{-6}$	$3,2 \cdot 10^{-6}$
Теоретическая производительность для случая неиспользования заземленного объема в см ³ /1 мм ширины-1 оборот		q'_1	$58,24 \cdot 10^{-3}$	$64,47 \cdot 10^{-3}$	$70,68 \cdot 10^{-3}$
То же для случая полного использования заземленного объема в см ³ /1 мм ширины-1 оборот		q''_1	$58,60 \cdot 10^{-3}$	$64,55 \cdot 10^{-3}$	$70,84 \cdot 10^{-3}$
Высота скоса на рабочей стороне зуба ведомой шестерни в мм		a_1	0,08—0,03	0,13—0,03	0,18—0,03
Пульсация расхода в %		σ_1	21,5	19,6	18,0
Максимальный угол эвольвенты		γ_e	46°53'	45°11'	43°43'
Площадь зуба (полная) в мм ²		S_{z1}	3,2400	3,2728	3,3028
Площадь впадины (полная) в мм ²		S_{w1}	4,1714	4,0980	4,0394

равного единице

Для модуля m

0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	$\Delta=0,08m$
1,133	1,160	1,185	1,207	1,228	ϵ
1,71	1,70	1,69	1,68	1,675	$c_{\max}-c_{1\max}m$
$4,0 \cdot 10^{-6}$	$4,8 \cdot 10^{-6}$	$5,5 \cdot 10^{-6}$	$6,2 \cdot 10^{-6}$	$6,8 \cdot 10^{-6}$	$y'=y'_1m$ $y=y'bn$
$76,87 \cdot 10^{-3}$	$83,05 \cdot 10^{-3}$	$89,22 \cdot 10^{-3}$	$95,33 \cdot 10^{-3}$	$101,54 \cdot 10^{-3}$	$q'=q'_1m^2$ $Q_T=q'bn$
$77,18 \cdot 10^{-3}$	$83,40 \cdot 10^{-3}$	$89,68 \cdot 10^{-3}$	$95,97 \cdot 10^{-3}$	$102,25 \cdot 10^{-3}$	$q''=q''_1m^2$ $Q_T=q''bn$
0,20—0,04	0,22—0,04	0,24—0,04	0,27—0,05	0,30—0,05	$a=a_1m$
16,6	15,4	14,4	13,5	12,7	σ_1
42°25'	41°15'	40°13'	39°18'	38°28'	γ_e
3,3307	3,3548	3,3735	3,3963	3,4158	$S_z=S_{z1}m^2$
3,9927	3,9522	3,9155	3,8818	3,8575	$S_w=S_{w1}m^2$

Кроме геометрических элементов профиля зуба, в таблице даны:
а) размеры разгрузочной канавки $s_{\max}$ и y , причем значение y_1' надо умножить не только на модуль m , но и на ширину зуба b и на число оборотов в минуту n ;

б) высота скоса на рабочей стороне зуба ведомой шестерни;

в) теоретическая производительность в см^3 на 1 мм ширины зуба и за 1 оборот (удельная производительность) для двух случаев: неиспользования запираемого объема и полного его использования.

При определении теоретической производительности насоса в литрах в минуту надо приведенные значения помножить на m^2 , на b и на $n \cdot 10^{-3}$;

г) степень перекрытия ϵ и другие параметры.

Если рабочей жидкостью насоса является керосин, то принятый зазор 0,08 m можно считать максимальным, а толщину зуба s и размер блока M , подсчитанные по таблице, минимальными.

Если рабочей жидкостью является масло, то размеры s и M можно считать максимальными, т. е. подсчитанные значения их считать номинальными и к ним взять допуски в сторону минуса, так что зазор 0,08 m будет минимальным.

Выбор параметров насоса и определение его производительности при помощи номограмм

1. Для предварительных грубых подсчетов конструктор может пользоваться упрощенной формулой. Эту формулу и представляет собой номограмма I (фиг. 55)

$$Q_1 = 2\pi b n m^2 (z - 0,2) \cdot 10^{-6} \text{ л/мин.}$$

Наличие такой номограммы дает возможность конструктору, не проводя при этом никаких линий на номограмме, определить, какие комбинации модулей и чисел зубьев удовлетворяют требованиям производительности.

На номограмме I вертикальные прямые представляют собой соответствующие числа зубьев z , наклонные прямые — модуль m , а горизонтальные прямые — производительность в см^3 за 1 оборот на 1 мм ширины зуба (удельная производительность):

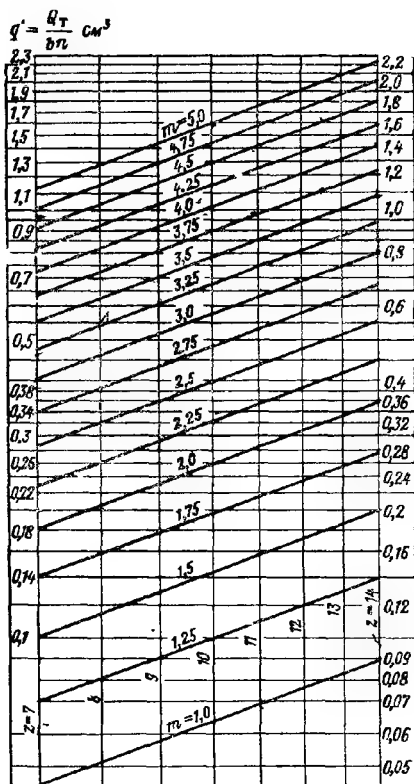
$$q' = \frac{Q_1}{b n}$$

По заданной величине q' на этой номограмме определяем, какие модуль и числа зубьев пересекает горизонтальная прямая, соответствующая данной величине q' .

Область модулей, лежащих ниже этой прямой, не может обеспечить требуемую производительность (при $z \leq 14$).

Область модулей, расположенных выше этой прямой, соответствует большей производительности, причем наиболее рациональны варианты, пересекаемые прямой q' или близко к ней расположенные (несколько выше ее).

Пример 1. Необходимо выбрать параметры насоса, обеспечивающего производительность $Q_n = 120$ л/мин при $n = 3000$ об/мин и ширине зуба $b = 35$ мм:



Фиг. 55. Номограмма 1.

а) задаваясь объемным к. п. д. насоса $\eta_v = 0,85$, получаем необходимую теоретическую производительность насоса

$$Q_T = \frac{120}{0,85} = 145 \text{ л/мин};$$

б) определяем удельную производительность

$$q' = \frac{Q_T}{bn} = \frac{145}{35 \cdot 3} = 1,4$$

(так как Q_T выражена в л, а q' в см^3 , то при определении q' делим Q_T на $\frac{n}{10^3}$, т. е. в данном случае на 3);

в) по номограмме I определяем, что горизонтальная прямая, соответствующая $q' = 1,4$, пересекает линии модулей от 4 до 5 и дает один из следующих вариантов: 1) $m=4$, $z=14$; 2) $m=4,5$, $z=11$; 3) $m=5$, $z=9$.

Как указано ниже (см. пример 2), первый вариант дает производительность немного ниже требуемой, а именно: $q' = 1,38$. Кроме того, он менее выгоден по габаритным размерам: для этого варианта $D_e = m(z+2) = 4 \cdot 16 = 64 \text{ мм}$, а для двух других вариантов эта величина будет меньше. Второй вариант при некорригированном зубе может быть применен только при $\alpha > 20^\circ$. Поэтому берем шестерни с корригированным зубом по табл. I и вместо получаемого числа зубьев $z=11$ принимаем $z=10$. По таблице для $z=10$ $q'_1 = 70,68 \cdot 10^{-3}$, следовательно, $q' = 70,68 \cdot 10^{-3} \cdot 4,5^2 = 1,43$, т. е. этот вариант по производительности полностью удовлетворяет нашим требованиям.

Габариты для этого варианта: $D_e = 13 \cdot 4,5 = 58,5 \text{ мм}$, т. е. меньше, чем для первого варианта.

Рассматривая третий вариант, берем по тем же соображениям шестерни с корригированным зубом; принимаем $z=8$. По таблице нормали для $z=8$ $q'_1 = 58,24 \cdot 10^{-3}$. Следовательно:

$$q' = 58,24 \cdot 10^{-3} \cdot 5^2 = 1,46.$$

Габариты для этого варианта: $D_e = 11 \cdot 5 = 55 \text{ мм}$. Следовательно, предпочтительнее третий вариант.

Конструктор может, очевидно, в известных пределах варьировать величиной b и, таким образом, при заданных величинах Q_T и n менять $q' = \frac{Q_T}{bn}$ и соответственно по номограмме находить другие удовлетворяющие этим данным варианты.

2. Номограммы II (фиг. 56) и III (фиг. 57) дают возможность точно определять теоретическую производительность насоса за 1 оборот и на 1 мм ширины зуба в см^3 по заданным величинам z , α , m .

По этим номограммам может быть также решена задача нахождения любой из этих четырех величин по заданным остальным трем.

Пример 2. Шестерня с некорригированным зубом $\alpha = 20^\circ$, $z=14$ и $m=4$.

Найденное указанным путем значение q' по номограмме II составляет $q' = 1,38$; по номограмме III $q'' = 1,43$.

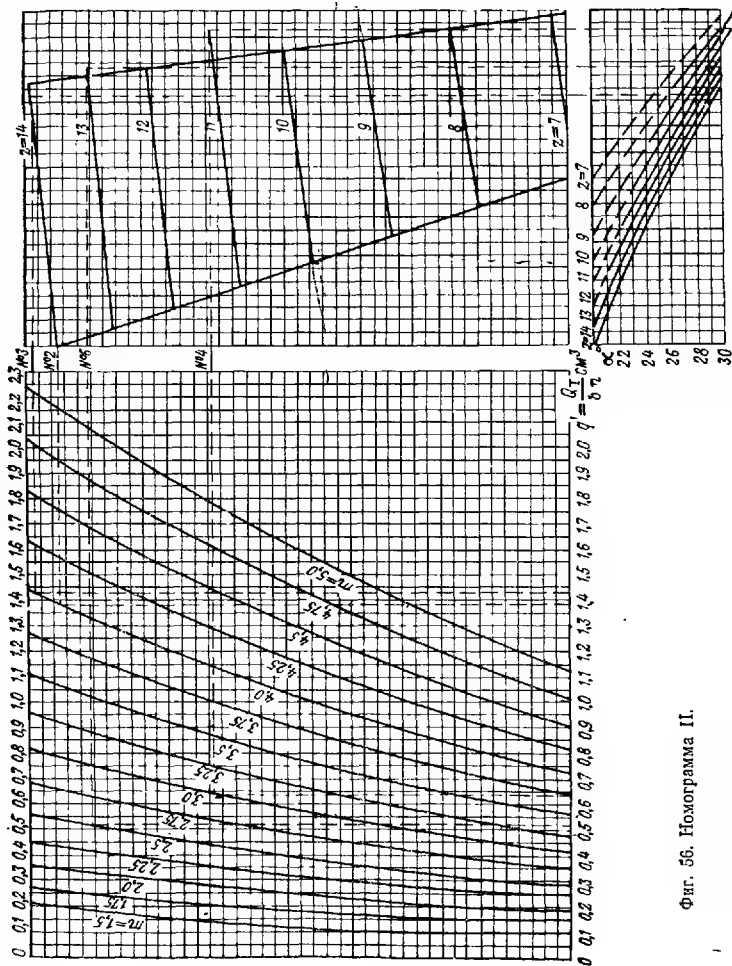
Пример 3. Шестерня с зубом, корригированным по предлагаемой системе: $z=13$; $\alpha = 29^\circ 15'$; $m=4$.

На бинарной шкале в нижнем правом углу берем z действительное, т. е. 13, а на правой верхней номограмме берем на единицу больше, т. е. $z=14$.

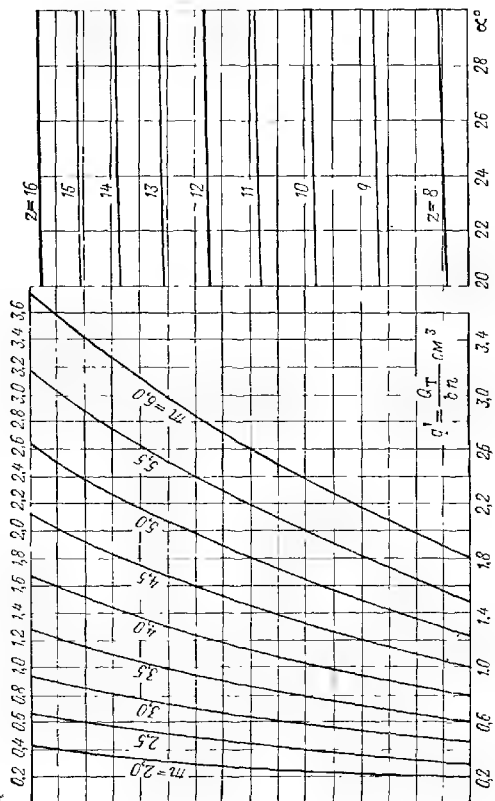
Найденное таким путем значение q' по номограмме II $q' = 1,43$.

Пример 4. Шестерня с зубом, корригированным по предлагаемой системе: $z=10$; $\alpha = 31^\circ 19'$; $m=3$.

Аналогично указанному в примере 3 находим по номограмме II $q' = 0,64$.



Фиг. 56. Номограмма II.



Фиг. 57 Номограмма III

Пример 5. Некорректированный зуб: $\alpha=20^\circ$; $m=2,5$; $q'=0,5$.

Требуется определить z .

Находим, что горизонталь, проведенная из точки встречи вертикали $q=0,5$ с кривой $m=2,5$, проходит между $z=12$ и $z=13$ на номограммах II и III. Следовательно, принимаем $z=13$.

Пример 6. Сохраняем условия предыдущего примера, но с применением скорректированных шестерен. В этом случае надо взять $z=12$. Проверим величину q' для этого случая. При $z=12$ $\alpha=29^\circ 50'$, т. е. около 30° . По номограмме II находим $q'=0,52$.

3. Приводим также другой тип номограммы, связывающий между собой те же величины (IV).

Номограммы II и III состоят из двух бинарных шкал и одного абака. Номограмма IV (фиг. 58) состоит из одной бинарной шкалы, определяющей $f(\alpha, z)$, и створных номограмм с параллельными шкалами и построена по точной формуле.

4. Номограмма V (фиг. 59) связывает величины q' , m , α , R_e , A_d (A_d — действительное расстояние между центрами шестерен).

Так как описанные ранее номограммы неприменимы для шестерен, скорректированных не по предлагаемой системе, то эта номограмма построена так, что ею можно пользоваться при любой коррекции.

Номограмма V состоит из двух бинарных шкал:

$$f_1(R_e; A_d); \quad f_2(m; \alpha)$$

и одной створной номограммы с параллельными шкалами.

5. Номограмма VI (фиг. 60) дает возможность определять толщину зуба по окружности головок (заострение зуба). На номограмме вертикальные прямые соответствуют значениям α от 20 до 30° , а кривые — значениям z от 7 до 14 . Горизонталь, проведенная через точку их пересечения, определяет величину s_e/m ; следовательно, для определения s_e надо найденную величину помножить на модуль m .

Номограмма VI дает возможность определять s_e только для нескорректированных шестерен и для беззазорного зацепления. Для принятого нами зазора $0,08m$ надо от найденного значения s_e/m отнять $0,05$.

§ 2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ НАСОСА

Определение опорных реакций осей шестерен

Опорные реакции определяем лишь для ведомой шестерни, как наиболее нагруженной.

Расчет ведется для точки зацепления, отстоящей от начала зацепления на расстоянии $0,83$ основного шага, так как для этого положения давление на зуб близко к максимальному.

Расчет ведется по приближенной методике, изложенной в гл. II.

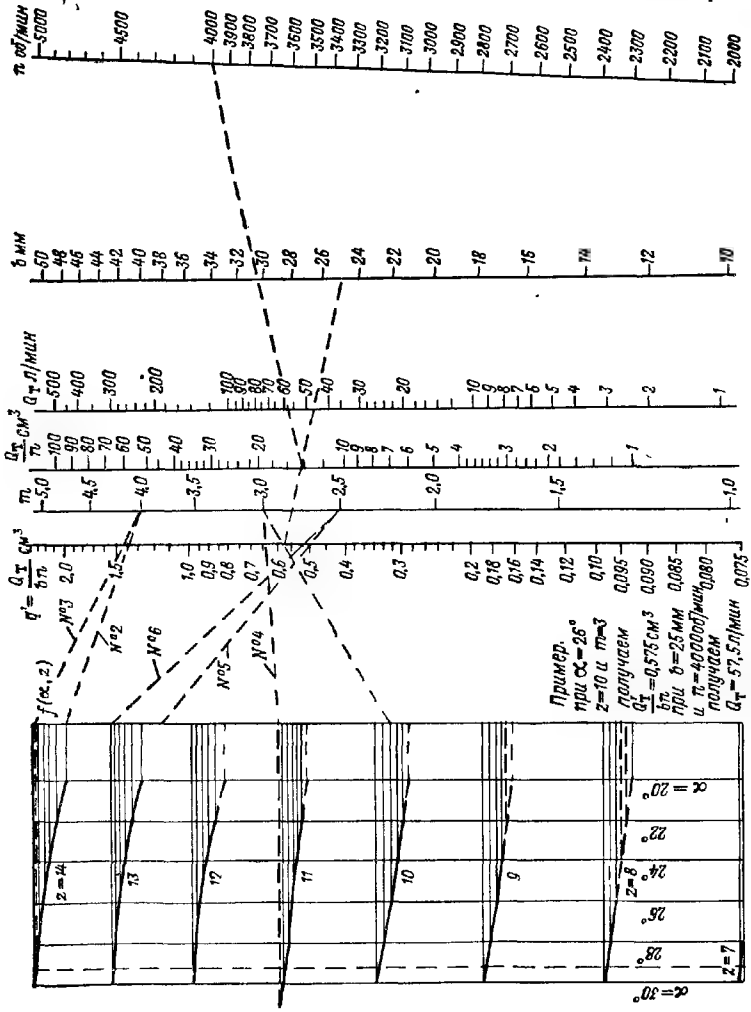
Вполне приемлема для практических инженерных расчетов формула для определения нагрузки на обе опоры:

$$P=0,85pbD_e.$$

Расчет подшипников ведомой шестерни

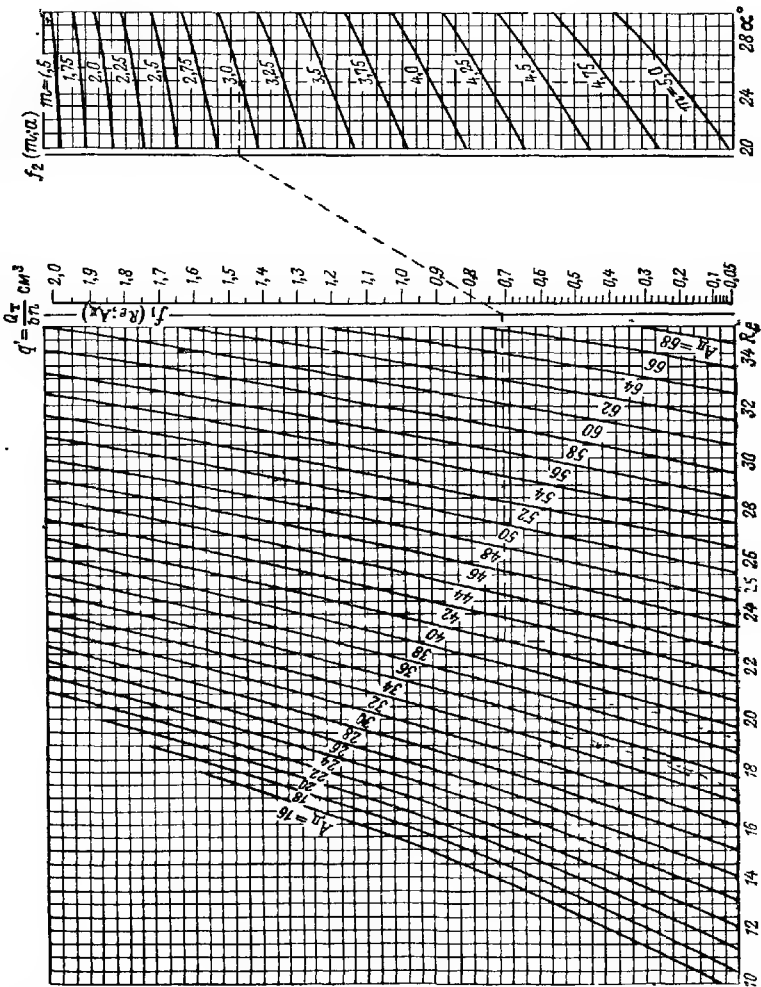
Расчет подшипников качения

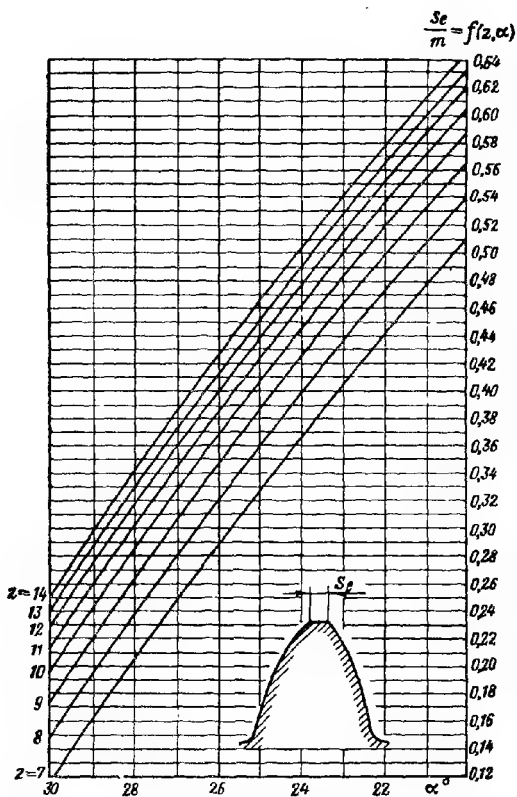
Так как насосы обычно работают при переменной нагрузке и переменном числе оборотов, расчет подшипников качения следует производить по эквивалентной нагрузке $R_{эк}$ и эквивалентному числу оборотов $n_{эк}$, при которых ожидаемая долговечность подшипни



Пример.
 при $\alpha = 26^\circ$
 $z = 10$ и $\tau = 3$
 получаем
 $\frac{Q_T}{\tau} = 0,575 \text{ см}^3$
 при $\delta = 25 \text{ мм}$
 и $\tau = 4000 \text{ л/млн}$
 получаем
 $Q_T = 57,5 \text{ л/млн}$

Фиг. 58.
 Нома-
 грамма
 IV.





Фиг. 60. Номограмма VI.

ка предполагается такой же, как и у подшипника, работающего в данных конкретных условиях.

Пусть подшипник работает при различных режимах, характеризующихся различными числами оборотов $n_1, n_2, n_3 \dots$ и нагрузками (реакциями опор) $R_1, R_2, R_3 \dots$ или соответственно давлениями нагнетания $p_1, p_2, p_3 \dots$

Обозначим через h общий срок службы, через h_1, h_2 — соответственно длительность работы на данном режиме и через a_1, a_2 — продолжительность работы подшипника на каждом режиме относительно общего срока h в долях единицы, т. е.

$$a_1 = \frac{h_1}{h}; \quad a_2 = \frac{h_2}{h}; \quad a_3 = \frac{h_3}{h} \dots$$

Задаваясь эквивалентным числом оборотов $n_{\text{эк}}$ (обычно задаются числом оборотов, которое соответствует основному или наиболее длительному режиму работы) и обозначая через β отношение числа оборотов на данном режиме к эквивалентному числу оборотов, получим

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n_{\text{эк}}}; \quad \beta_2 = \frac{n_2}{n_{\text{эк}}}; \quad \beta_3 = \frac{n_3}{n_{\text{эк}}} \dots$$

Тогда эквивалентная нагрузка $R_{\text{эк}}$ определится по формуле

$$R_{\text{эк}} = \sqrt[3,33]{a_1 \beta_1^3 R_1^{3,33} + a_2 \beta_2^3 R_2^{3,33} + a_3 \beta_3^3 R_3^{3,33} + \dots}$$

Можно аналогичным путем определить эквивалентное давление $p_{\text{эк}}$ и на это давление вести расчет опор, т. е.

$$p_{\text{эк}} = \sqrt[3,33]{a_1 \beta_1^3 p_1^{3,33} + a_2 \beta_2^3 p_2^{3,33} + a_3 \beta_3^3 p_3^{3,33} + \dots}$$

Для облегчения подсчета величин $R^{3,33}$ и $\sqrt[3,33]{R}$ можно пользоваться таблицами, приведенными в справочнике [3].

Условная нагрузка, на которую идет расчет подшипника:

$$R = R_{\text{эк}} k_6,$$

где k_6 — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы на долговечность подшипников качения.

Для масляных насосов можно принять $k_6 = 1$; для насосов, рабочей жидкостью которых является керосин или другая жидкость, не обладающая хорошими смазывающими способностями, можно принять $k_6 = 1,1 \div 1,2$.

Если при предварительном расчете подшипников качения нагрузка на опору определяется при максимальном давлении, соответствующем режиму максимальной нагрузки, на котором насос работает непродолжительное время, то необходимо иметь в виду, что даже при $k_6 = 1$ расчетная долговечность получается значительно ниже действительной.

Ниже приводится расчет игольчатых и роликовых подшипников, изложенный в упомянутом выше справочнике.

Расчет подшипников качения производится по формуле

$$C = R(nh)^{0.3},$$

где R — нагрузка, на которую ведется расчет подшипника,

h — долговечность подшипника в час;

C — коэффициент работоспособности подшипника.

Для игольчатых подшипников

$$C = 250 D_{\text{ш}}^{0.7} l_{\text{ш}},$$

где $D_{\text{ш}}$ — диаметр цапфы в мм;

$l_{\text{ш}}$ — длина иглы в мм.

Для роликовых подшипников

$$C = 60 z_p^{0.7} d_p l_p \quad \text{при} \quad \frac{l_p}{d_p} = 1 \text{ до } 1,25;$$

$$C = 55 z_p^{0.7} d_p l_p \quad \text{при} \quad \frac{l_p}{d_p} = 1,25 \text{ до } 2;$$

$$C = 50 z_p^{0.7} d_p l_p \quad \text{при} \quad \frac{l_p}{d_p} = 2 \text{ до } 3,$$

где d_p — диаметр ролика в мм;

l_p — длина ролика в мм;

z_p — число роликов.

Как показал опыт, для нагруженных опор предпочтительнее применение роликовых подшипников, хотя по приведенным расчетным формулам долговечность выше у игольчатого подшипника.

В частности, роликовые подшипники предпочтительнее потому, что благодаря весьма малому зазору между торцами роликов и бортами цапфы шестерни они исключают работу роликов с перекосом и появление осевой нагрузки на торцы шестерни.

В игольчатых подшипниках это явление трудно избежать, и оно приводит к износу торцов подшипников шестерен.

Расчет подшипников скольжения

Основным параметром жидкости является ее вязкость.

По закону Ньютона, силы внутреннего трения на поверхности слоя в потоке жидкости выражаются формулой

$$\tau = \mu \frac{dv}{dn},$$

где μ — абсолютная вязкость;

v — скорость жидкости по нормали к поверхности слоя

Размерность μ в технической системе единиц $\text{кгсек}/\text{м}^2$.
 Размерность μ в физической системе единиц $\text{днсек}/\text{см}^2$.
 Связь между технической единицей и физической (пуазом)

$$1 \frac{\text{кг сек}}{\text{м}^2} = \frac{1000 \cdot 981}{100^2} \frac{\text{дн сек}}{\text{см}^2} = 98,1 \text{ пз.}$$

Абсолютная вязкость определяется при протекании жидкости через капилляры при условии ламинарности течения по формуле Пуазейля

$$\mu = \frac{\pi r_k^4 p_k}{8 q l_k},$$

где p_k — разность давлений в начале и в конце капилляра;
 r_k — радиус сечения капилляра;
 l_k — длина капилляра;
 q — объем жидкости, вытекающей в 1 сек.

Кинематической вязкостью называется отношение абсолютной вязкости μ к плотности жидкости $\rho = \frac{\mu}{\rho}$:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Размерность кинематической вязкости $\text{м}^2/\text{сек}$.

Относительной вязкостью по Энглеру называется отношение времени истечения 200 см^3 жидкости при данной температуре из вискозиметра Энглера ко времени истечения такого же количества дистиллированной воды при 20°C [градусы по Энглеру ($^\circ\text{E}$)].

Относительную вязкость по Энглеру в абсолютную вязкость в технических единицах можно перевести по эмпирической формуле

$$\mu = \gamma \left(0,00074^\circ\text{E} - \frac{0,00064}{^\circ\text{E}} \right) \text{кг} \cdot \text{сек} / \text{м}^2,$$

где γ — удельный вес при температуре искомой вязкости в $\text{кг}/\text{л}$.

Пересчет градусов Энглера в значения кинематической вязкости может быть произведен по формуле

$$10^6 \nu = ^\circ\text{E} \cdot 7,6^{1 - \frac{1}{^\circ\text{E}^3}} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

С возрастанием температуры вязкость масел резко убывает приблизительно пропорционально третьей степени температуры.

С возрастанием давления вязкость возрастает. Значения кинематической вязкости для различных жидкостей приведены в приложении 3.

Переходим к расчету подшипника.

Надежность скользящего подшипника ориентировочно можно оценить по величине удельного давления на подшипник.

Максимальное удельное давление $k_{\max}$ представляет собой отношение максимальной реакции опоры к площади проекции рабочей поверхности подшипника:

$$k_{\max} = \frac{R}{l_{\text{ц}} D_{\text{ц}}} \text{ кг/см}^2,$$

где $D_{\text{ц}}$ и $l_{\text{ц}}$ — соответственно диаметр и длина цапфы в см.

Среднее удельное давление $k_{\text{ср}}$ является отношением средней силы, действующей за цикл, к той же площади.

Однако величина $k_{\text{ср}}$, как и произведение этой величины на окружную скорость v вала в м/сек, не характеризует действительной надежности подшипника.

Расчет подшипника скольжения сводится к определению минимальной толщины слоя смазывающей жидкости, момента трения и работы трения в подшипнике и коэффициента надежности подшипника.

Расчет ведется на основании гидродинамической теории смазки, начало которой положено трудами проф. Н. П. Петрова и дальнейшее развитие дано в трудах Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина и других выдающихся ученых.

Уравнения гидродинамики вязкой жидкости для случая смазки подшипников упрощены на основании ряда допущений, из которых основными являются:

1. Жидкость несжимаема.
2. Силы инерции частиц жидкости малы по сравнению с силами вязкости.
3. Составляющие скоростей, нормальные к поверхности скольжения, малы по сравнению с составляющими вдоль поверхности скольжения.
4. Толщина слоя мала по сравнению с радиусом кривизны поверхности скольжения.
5. На смазанных поверхностях жидкость имеет скорость этих поверхностей.

Уравнения гидродинамики устанавливают связь между давлением в слое жидкости p , составляющими скорости по осям X , Y , Z соответственно u , v и w и вязкостью μ , причем ось X выбрана на поверхности скольжения в направлении относительного движения, т. е. по касательной к поперечному сечению вала или параллельно ей, ось Y — перпендикулярно к поверхности скольжения, ось Z — на поверхности скольжения перпендикулярно к относительному движению, т. е. на образующей вала или параллельно ей.

Распределение давлений в слое определяется уравнением Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \left[(U_0 + 2U_1) \frac{dh}{dx} + 2V \right],$$

где h — толщина слоя смазки, представляющая собой непрерывную функцию от X и Z ;

U_0 — скорость скольжения вала;

U_1 — скорость скольжения подшипника;

V — скорость сближения поверхностей скольжения.

U_0 , U_1 и V определяются из граничных условий:

$$\text{при } y=0 \quad u=U_0, \quad v=0, \quad w=0;$$

$$\text{при } y=h \quad u=U_1, \quad v=U_1 \frac{dh}{dx} + V, \quad w=0.$$

В нашем случае $U_1=0$ и $V=0$, причем $y=0$ относится к поверхности вращающегося вала.

Нагрузка мало изменяется по величине и направлению.

При пользовании рекомендованным точным аналитическим расчетом можно для различных положений точек зацепления шестерен определять величину и направление реакции опоры.

Для практических расчетов можно рассматривать среднюю величину нагрузки P , равную 0,9 максимальной реакции опоры R , как постоянно действующую и имеющую постоянное направление.

При такой схеме, когда сила, действующая на вал, имеет постоянную величину и направление, получаются, как доказано экспериментально, результаты определения минимальной толщины слоя смазки, весьма близкие к тем, которые получены для постоянной силы, вращающейся вместе с валом.

$$\text{Так как } h=\delta-e \cos \varphi; \quad dx=R_n d\varphi; \quad \frac{dh}{dx}=\frac{1}{R_n} e \sin \varphi;$$

$$U_0=\frac{dh}{dx}=R_n \omega \frac{1}{R_n} e \sin \varphi=e \omega \sin \varphi,$$

то для этого случая уравнение Рейнольдса примет вид

$$\frac{\partial^2 p}{\partial \varphi^2} + \frac{3e \sin \varphi}{\delta - e \cos \varphi} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + R_n^2 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = -6 \frac{\mu \omega e R_n^2 \sin \varphi}{(\delta - e \cos \varphi)^3},$$

где φ — угол поворота вала;

e — абсолютный эксцентриситет, т. е. смещение центра вала от центра вкладыша;

δ — радиальный зазор, т. е. $\delta=R_B-R_n$;

R_B — радиус вкладыша;

R_n — радиус цапфы вала.

Решение уравнения, рассматриваемого при граничных условиях, $p=0$ для $\varphi=0$; $\varphi=\pi$; $z=0$; $z=l_n$ дает значения давлений p в слое смазки.

Приравняв суммарное давление в слое нагрузке P , находим зависимость относительного эксцентриситета $\chi=\frac{e}{\delta}$, а следовательно, и минимальной толщины слоя $h_{\min}=\delta(1-\chi)$ от безразмерной нагрузки $\frac{\psi^2 R_{cp}}{\mu \omega}$, которую иногда называют коэффициентом нагру-

женности подшипника, где ψ — относительный зазор $\psi = \delta/R_{\text{ц}}$. Так как абсолютная вязкость дается обычно в размерности $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$, то при определении безразмерной нагрузки надо величину $k_{\text{ср}} = \frac{P}{\psi^2} = \frac{0,9R}{l_{\text{ц}}D_{\text{ц}}}$ взять в $\text{кг}/\text{м}^2$.

В табл. 2 приведены значения безразмерной нагрузки $\psi^2 k_{\text{ср}}/\mu\omega$ для различных отношений $l_{\text{ц}}/D_{\text{ц}}$ в зависимости от относительного эксцентриситета χ .

Таблица 2

Значения безразмерной нагрузки $\frac{\psi^2 k_{\text{ср}}}{\mu\omega}$

χ	$l_{\text{ц}}/D_{\text{ц}}$				
	0,33	0,5	1,0	1,5	∞
0,4	0,1	0,2	0,55	0,9	2,0
0,6	0,24	0,45	1,15	1,7	3,35
0,7	0,43	0,8	1,75	2,45	4,4
0,8	0,9	1,55	3,0	3,85	6,3
0,85	1,45	2,4	4,35	5,45	8,2
0,9	2,85	4,35	7,15	8,5	11,4
0,95	7,9	11,75	16	18,15	21,5
0,97	16,4	21,3	27,2	31,5	34,9
0,99	66,6	77,8	87	92	101,1
0,995	149,8	164,4	182,6	189,1	201,7

Задаваясь отношением $l_{\text{ц}}/D_{\text{ц}}$ и найдя из расчета указанную безразмерную нагрузку, можно из табл. 2 определить относительный эксцентриситет χ , а минимальную толщину слоя h_{min} определить из равенства

$$h_{\text{min}} = \delta(1 - \chi).$$

Из таблицы видно, что увеличение нагрузки P , а следовательно, и удельного давления $k_{\text{ср}}$, уменьшение вязкости смазывающей жидкости μ и уменьшение числа оборотов (уменьшение ω) влекут за собой уменьшение h_{min} , т. е. уменьшение надежности подшипника.

По величине h_{min} можно судить о надежности работы подшипника. Желательно, чтобы эта величина была не менее 4 мк (можно рекомендовать $5\text{—}8 \text{ мк}$), а относительный эксцентриситет χ не более $0,85\text{—}0,9$ (желательно $0,5\text{—}0,85$).

Критической толщиной слоя смазки $(h_{\text{min}})_{\text{кр}}$ называют такое минимальное значение толщины слоя, при котором вследствие от-

клонений от правильной формы поверхностей подшипника и вала (овальность, конусность, корсетность) и микронеровностей указанных поверхностей соприкасаются выступающие части этих неровностей, что характеризует переход в область полусухого трения.

Отношение минимальной толщины слоя смазки к критической толщине называется коэффициентом надежности подшипника:

$$\chi = \frac{h_{\min}}{(h_{\min})_{\text{кр}}}.$$

Коэффициент надежности возрастает с уменьшением удельного давления $k_{\text{ср}}$, увеличением вязкости μ и увеличением числа оборотов n .

Наиболее эффективными средствами увеличения коэффициента надежности являются:

1. Увеличение числителя $h_{\min}$ главным образом за счет правильного выбора параметров ψ , $k_{\text{ср}}$, μ и ω , определяющих приведенную выше безразмерную нагрузку $\psi^2 k_{\text{ср}} / \mu \omega$, а также за счет хорошего отвода тепла от подшипника путем принудительного прокачивания масла через зазор, что предохранит от резкого снижения вязкости при повышении температуры масла. Только при эффективном охлаждении подшипника можно идти на увеличение $h_{\min}$ за счет увеличения оборотов, так как тепловыделение на единицу поверхности подшипника пропорционально квадрату числа оборотов, а следовательно, с ростом числа оборотов будет уменьшаться вязкость смазывающей жидкости.

2. Уменьшение знаменателя $(h_{\min})_{\text{кр}}$ за счет увеличения точности и чистоты обработки вала и подшипника и тщательной фильтрации смазывающей жидкости.

Для обеспечения режима жидкостного трения необходимо подерживать в определенных пределах не только минимальную толщину слоя, но и температуру подшипника. Последняя зависит в основном от работы трения, температуры и количества протекающей через подшипник жидкости.

Момент трения можно найти следующим образом.

Из табл. 3 находим безразмерную величину $M\psi/\mu\omega l_{\text{ц}} D_{\text{ц}}$ в зависимости от относительного эксцентриситета χ и отношения $l_{\text{ц}}/D_{\text{ц}}$, а затем, зная геометрические параметры — диаметр и длину цапфы $D_{\text{ц}}$ и $l_{\text{ц}}$, относительный зазор ψ , скорость ω и вязкость μ , находим момент трения M .

Момент трения определяется по средней вязкости, соответствующей средней температуре между температурами входящей жидкости и подшипника. Эта средняя температура приблизительно равна температуре выходящей из подшипника жидкости.

Найдя момент трения M , можно определить:

1. Мощность трения

$$R_{\text{тр}} = M\omega \text{ кгм/сек} = \frac{M\omega}{75} \text{ л. с.}$$

Таблица 3

Значения безразмерного отношения $M\psi/\mu l_{ц} D_{ц}$

χ	$l_{ц}/D_{ц}$			
	0,33	0,5	1,0	1,5
0,4	3,5	3,5	3,55	3,6
0,6	3,95	4,0	4,2	4,35
0,7	4,5	4,6	4,9	5,1
0,8	5,4	5,55	6,0	6,3
0,85	6,25	6,5	7,05	7,4
0,9	7,75	8,1	8,85	9,3
0,95	11,25	11,9	13,0	13,6
0,97	15,0	16,0	16,7	17,5
0,99	27,8	29,0	30,75	31,4
0,995	41	42,6	44,7	45,4

2. Количество тепла, эквивалентное этой мощности:

$$\frac{R_{тр}}{427} = \frac{M\omega}{427} \text{ кал/сек.}$$

3. Количество жидкости, которое надо прокачать через подшипник для отвода всего тепла трения $Q_{тр}$. Эта величина определяется из равенства

$$\frac{Q_{тр} \Delta t}{60} = \frac{M\omega}{75},$$

где $\Delta t = t_{вых} - t_{вх}$ — повышение температуры прокачиваемой через подшипник жидкости;

c — средняя теплоемкость 1 л жидкости.

Для случая подвода смазки в круговую канавку, расположенную на конце подшипника, количество прокачиваемой через подшипник жидкости $Q_{ц}$ (в л/мин) определится по формуле

$$Q_{ц} = 0,16(1 + 1,5\chi^2) \frac{D_{ц}}{l_{ц} - b_{к}} \frac{p_{к} \delta^3}{\mu_{вых}},$$

где $b_{к}$ — ширина канавки;

$D_{ц}$ и $l_{ц}$ — диаметр и длина цапфы в мм;

$p_{к}$ — давление жидкости в канавке в кг/см^2 ;

δ — радиальный зазор в мм;

$\mu_{вых}$ — абсолютная вязкость выходящей жидкости в $\text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$.

Расчет рессоры

Расчет рессоры ведем на касательные напряжения, возникающие при передаче крутящего момента. В связи с колебаниями величины крутящего момента, эти напряжения будут переменными с асимметричным циклом. Коэффициент асимметрии цикла равен отношению наименьшего напряжения цикла к наибольшему

$$r_u = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{M_{\min}}{M_{\max}}. \quad (202)$$

Найдем величину r_u на основании сделанного ранее вывода о величине пульсации расхода.

Для обычного качающего узла величина пульсации расхода равна:

$$\sigma_1 = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\max}} = \frac{t_0^2}{4(2rh + h^2)} = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4(z+1)}.$$

Откуда

$$\frac{q_{\min}}{q_{\max}} = 1 - \sigma_1. \quad (203)$$

Считая поток турбулентным, получим, что отношение давлений равно квадрату отношения расходов, т. е.

$$\frac{p_{\min}}{p_{\max}} = \left(\frac{q_{\min}}{q_{\max}} \right)^2 = (1 - \sigma_1)^2.$$

Но так как мощность и крутящий момент пропорциональны произведению pq , то коэффициент асимметрии цикла

$$r_u = \frac{M_{\min}}{M_{\max}} = \frac{p_{\min} q_{\min}}{p_{\max} q_{\max}} = \left(\frac{q_{\min}}{q_{\max}} \right)^3 = (1 - \sigma_1)^3. \quad (204)$$

Следовательно, для обычной схемы

$$r_u = \left[1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4(z+1)} \right]^3. \quad (205)$$

Для схемы двухроторной с соответствующим смещением роторов

$$r_u = \left[1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{16(z+1)} \right]^3. \quad (206)$$

В действительности пульсация давления, а следовательно и крутящего момента, будет меньше величин, определяемых приведенными формулами, за счет того, что влияние высокочастотной пульсации расхода будет в известной степени компенсироваться упругими деформациями стенок каналов и трубопроводов магистрали.

При наличии надежных экспериментальных данных о величине пульсации давления, в формуле для определения отношения $p_{\min}/p_{\max}$ и величины r_u можно ввести соответствующий поправочный коэффициент.

Однако считается возможным вести расчет по предлагаемой методике, так как отсутствие этого коэффициента компенсируется тем, что не учитывали изгибных напряжений, возникающих за счет перекосов и несоосности шлицев ведущей шестерни и привода.

Необходимо точно изготовлении шлицев, посадочных мест и их взаимного расположения, а также зазорами в шлицевых соединениях добиться максимального снижения изгибных напряжений.

При наличии дополнительных тангенциальных напряжений, возникающих вследствие крутильных колебаний на режимах, близких к резонансным, рекомендуемый запас прочности может оказаться даже недостаточным.

Если принять за основу расчета схематизированную диаграмму предельных напряжений, очерченную прямыми линиями, то можно определить запас прочности без непосредственного использования диаграммы испытания на усталость.

В приведенных ниже формулах введены следующие обозначения:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \text{ — среднее тангенциальное напряжение цикла;}$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \text{ — амплитуда цикла;}$$

τ_s — предел текучести, т. е. касательное напряжение, при котором остаточные деформации достигают 0,2 %;

τ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле;

τ_0 — предел выносливости при пульсирующем цикле (от нуля до максимума);

τ_r — предел выносливости при изменении напряжений с асимметричным циклом;

k_τ — эффективный коэффициент концентрации напряжений, представляющий собой отношение предела выносливости при симметричном цикле без концентрации к пределу выносливости при симметричном цикле с концентрацией;

ε — масштабный фактор, характеризующийся отношением предела выносливости τ_{-1} при данных размерах поперечного сечения к пределу выносливости того же материала, полученному на обычных лабораторных образцах σ_{-1L} , т. е. $\varepsilon = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1L}}$;

Δ — коэффициент поверхностей чувствительности, зависящий от качества обработки поверхности и характеризующийся отношением $\frac{\sigma_{-1r} - \sigma_{-1}}{\sigma_{-1r}}$, где

σ_{-1r} — предел усталости при высоком качестве поверхности (полировка, суперфиниш).

Для рессор имеет место неравенство

$$\frac{\tau_v}{\tau_m} < \frac{\varepsilon(1-\Delta)}{k_s} \left(\frac{\tau_s}{\tau_{ms}} - 1 \right), \quad (207)$$

где τ_{ms} — среднее напряжение, при котором диаграмма Смита делает перелом (фиг. 61).

При соблюдении неравенства (207), запас прочности определяется следующим образом:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_s}{\tau_m + \frac{k_{\tau}}{\varepsilon(1-\Delta)} \tau_v}. \quad (208)$$

Найдем соотношение между τ_r и τ_m :

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max} + r_n \tau_{\max}}{2} = \tau_{\max} \frac{1 + r_n}{2}; \quad (209)$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} - \tau_{\max} \frac{1 - r_H}{2}$$

или, подставляя вместо $\tau_{\max}$ его значение из уравнения (209), получим

$$\tau_v = \tau_m \frac{1 - r_u}{1 + r_u}.$$

Подставляя значение τ_r в формулу (208), получим

$$n_{\tau} = \frac{\tau_s}{\tau_m \left[1 + \frac{k_{\tau}}{c(1-\Delta)} \cdot \frac{1-r_{11}}{1+r_{11}} \right]}. \quad (210)$$

Величину среднего напряжения кручения τ_m можно получить следующим образом:

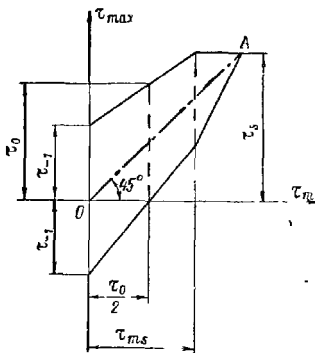
а) мощность, передаваемая рессорой:

$$N = \frac{pQ_T}{450\eta_m}.$$

Механический к. п. д. η_m может быть принят равным 0,8;

б) средний крутящий момент

$$M_{\text{кр}} = 71\,620 \frac{N}{n};$$



Фиг. 61. Схематизированная диаграмма Смита.

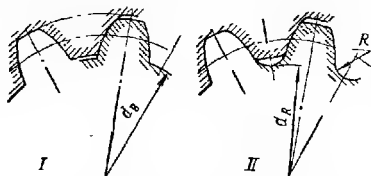
в) момент сопротивления кручению

$$W_{кр} = \frac{\pi}{16} d_1^3$$

г) среднее напряжение кручения

$$\tau_m = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{16 M_{кр}}{\pi d_1^3} \quad (211)$$

При определении запаса прочности сечения рессоры, проходящего через шлицы, за величину d_1 принимаем внутренний диаметр шлицев.



Фиг. 62. Конфигурация шлицев рессоры по нормали.

При расчете на прочность среднего сечения рессоры (между шлицами) коэффициент k_τ равен единице.

При расчете сечения, проходящего через шлицы, величина эффективного коэффициента концентрации k_τ будет зависеть от того, как осуществлен

переход от боковой поверхности шлицев к впадине. На фиг. 62 приведены два варианта этого перехода, указанные пор-маллю.

Для напряженных рессор можно рекомендовать применение радиусного перехода (вариант II), как резко снижающего концентрацию напряжений. В этом случае коэффициент k_τ может быть принят равным 1,25.

Обычно применяют вариант I, для которого коэффициент следует принять равным 2÷2,5.

В приведенных ниже формулах принимаем $k_\tau = 2$.

Коэффициенты ϵ и Δ_τ могут быть взяты на основании экспериментальных данных, приведенных в работе [14].

Для обычно применяемых размеров рессор можно принять коэффициент $\epsilon = 0,9$. Коэффициент Δ_τ , учитывающий влияние качества поверхности и других технологических факторов может быть принят равным 0,2.

Подставляя эти значения коэффициентов в формулу (210), получим

$$n_\tau = \frac{\tau_s}{\tau_m \left[1 + \frac{2}{0,9(1-0,2)} \cdot \frac{1-r_n}{1+r_n} \right]}$$

или

$$n_\tau = \frac{\tau_s}{\tau_m} \cdot \frac{1}{1 + 2,8 \frac{1-r_n}{1+r_n}} \quad (212)$$

и для среднего (гладкого) сечения рессоры, где $k_1 = 1$, эта формула примет вид

$$n_\tau = \frac{\tau_s}{\tau_m} \cdot \frac{1}{1 + 1,4 \frac{1 - r_n}{1 + r_n}} \quad (213)$$

Входящие в эти формулы величины τ_m и r_n определяются формулами (211) и (205), а предел текучести τ_s по экспериментальным данным для данной марки стали. Обычно для рессор применяются легированные стали с $\tau_s = 5500 \text{ кг/см}^2$.

Для нулевых колес в приведенной формуле (205) z — действительное число зубьев. Для положительных колес с принятым смещением $\xi_b = 0,5$ в эту формулу надо подставить вместо z число, на единицу больше действительного числа зубьев.

При проведении проверочного расчета указанным методом запас прочности n_τ должен быть не ниже $1,3 \div 1,5$.

Определяем прочность шлицевого соединения

Обозначим:

z' — число шлицев;

m' — модуль;

α' — угол зацепления исходного контура;

d_n — диаметр делительной окружности;

d_e — наружный диаметр шлицев;

d_i — внутренний диаметр шлицев;

b' — рабочая длина шлицев;

а) окружное усилие, передаваемое рессорой:

$$P_{\text{окр}} = \frac{2M_k}{d_n} \quad (214)$$

б) напряжение смятия на поверхности шлицев

$$\sigma_d = \frac{2P_{\text{окр}}}{(d_e - d_i)b'0,5z'}$$

Примечание. Учитывая неточность изготовления и неравномерность распределения нагрузки между отдельными шлицами, считаем, что нагрузку воспринимают 0,5 всех шлицев.

Допускаемое напряжение смятия для шлицевых соединений при материале с $\sigma_R > 5000 \text{ кг/см}^2$ рекомендуется $R_d = 1000 - 1400 \text{ кг/см}^2$.

Производим подсчет угла закручивания рессоры.

Определяем угол закручивания для каждого участка рессоры по формуле

$$\varphi = \frac{M_k L}{GJ_p} \text{ в рад}, \quad (215)$$

где M_k — момент, скручивающий рессору, в $\text{кг} \cdot \text{см}$;

L — длина скручиваемого участка рессоры в см ;

J_p — полярный момент инерции сечения в см^4 ;

$G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ — модуль упругости второго рода в кг/см^2 ;
 E — модуль упругости первого рода в кг/см^2 ;
 μ — коэффициент Пуассона;

$$G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2.$$

Просуммировав углы закручивания для каждого участка, получим полный угол закручивания для всей рессоры.

Расчет корпуса

Расчет корпуса насоса сводится к определению сечений каналов на линиях всасывания и нагнетания и к расчету на прочность стенок корпуса.

Если к насосу предъявляется требование о возможности реверсивной работы, то камеры нагнетания и всасывания должны быть конструктивно одинаковыми.

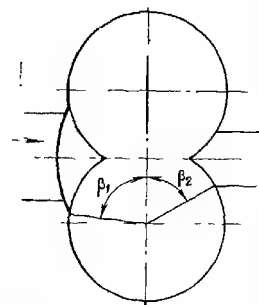
При отсутствии такого требования камера всасывания по условиям улучшения заполнения впадин делается значительно шире, чем окно нагнетания.

На фиг. 63 размер окна нагнетания определяется углом β_2 . Выполнение этого окна в виде узкой щели шириной b_1 делается с целью уменьшения нагрузки на опоры. С этой же целью иногда делают эту щель несимметричной, смещенной в сторону менее нагруженной ведущей шестерни.

Угол β_1 , определяющий размеры камеры всасывания, принимается в пределах 45° – 90° . По условиям улучшения входа и обеспечения бескавитационной работы следует стремиться к верхнему пределу значения β_1 . Однако для шестерен с малым числом зубьев и высоким давлением нагнетания угол $\beta_1 = 90^\circ$ может оказаться слишком большим с точки зрения размеров уплотняющей дуги. В случае применения разгрузки опор от радиальных усилий по схеме, указанной на фиг. 53 верхний предел угла β_1 тем более неприемлем, так как он приведет к большим утечкам и резкому уменьшению объемного к. п. д.

Площади сечений окон всасывания и нагнетания выбираются из условий непревышения допустимых скоростей течения жидкости, которые можно считать следующими:

для обычных насосов без подкачки



Фиг. 63. Конфигурация окон камер всасывания и нагнетания

на всасывании $v \leq 2$ м/сек,

а на нагнетании $v \leq 6$ м/сек.

Напряжения в стенках корпуса имеют максимальное значение на внутренней поверхности и могут быть определены по формуле Ляме

$$\sigma = p_{\text{нагн}} \frac{D_k^2 + D_e^2}{D_k^2 - D_e^2} \quad (216)$$

где D_k — наружный диаметр корпуса;

D_e — наружный диаметр шестерен или диаметр расточки корпуса;

$p_{\text{нагн}}$ — максимальное давление нагнетания, на которое производится статическое испытание корпуса и которое превышает рабочее давление нагнетания в 1,5–2 раза.

Для алюминиевого литья полученное значение σ не должно превышать 500 кг/см² и для чугунного литья 700 кг/см².

При наличии втулок, запрессованных в корпус, необходимо проверить расчетным путем напряжения от запрессовки, возникающие в корпусе и во втулке.

На основании задачи Ляме удельное давление, возникающее на поверхности контакта после запрессовки, выражается следующим образом:

$$p = \frac{\delta}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (217)$$

где δ — максимальный диаметральный натяг в мм;

d — номинальный диаметр сопрягаемых поверхностей в мм;

E_1, E_2 — модули упругости втулки и корпуса в кг/мм²;

C_1, C_2 — коэффициенты, выражаемые формулами:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1;$$

$$C_2 = \frac{D_k^2 + d^2}{D_k^2 - d^2} + \mu_2;$$

d_1 — внутренний диаметр втулки,

μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона материала втулки и корпуса.

Найдя таким путем давление p , определяем вызываемое им напряжение в корпусе по ранее приведенной формуле (216). Напряжение во втулке имеет максимальное значение на внутренней поверхности и определяется по формуле

$$\sigma = -p \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2} \quad (218)$$

В конструкциях корпусов насосов, где прямая пересечения рас-
точек не притуплена, возникает концентрация напряжений в точке
пересечения этой прямой с днищем колодца. Для уменьшения этих
напряжений и устранения возможности возникновения трещин в
этой зоне при высоких давлениях следует снять ребро в месте под-
хода его к днищу на небольшой высоте

Расчет цапфы ведомой шестерни

Определяем прочность цапфы в сечении $d-d$ (см фиг. 41).

а) изгибающий момент в сечении $d-d$

$$M_n = R_A \cdot a';$$

б) момент сопротивления изгибу в сечении $d-d$

$$W_n = \frac{\pi}{32} \frac{D_n^4 - d_n^4}{D_n^4};$$

в) напряжение изгиба в сечении $d-d$

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_n};$$

г) запас прочности n_σ найдем из расчета цапфы на усталость.

Цапфа шестерни подвержена знакопеременной нагрузке при
симметричном цикле колебаний напряжений.

При этом считаем, что цапфа подвергается изгибу постоянно
действующим средним изгибающим моментом.

Для симметричного цикла запас прочности определяется по
формуле

$$n_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{k_\sigma}{\epsilon_{\text{из}}} \sigma_n}, \quad (219)$$

где k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений
изгиба.

В нашем случае надо взять величину k_σ в зависимости от отно-
шения r_f/D_c радиуса галтели к диаметру цапфы.

Это отношение берется равным примерно 0,03. Для этого отно-
шения эффективный коэффициент концентрации $k_\sigma = 2,4$.

Наиболее часто диаметры цапф находятся в пределах 20-
35 мм; для них средняя величина масштабного фактора $\epsilon_{\text{из}} = 0,8$
Следовательно

$$n_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{2,4}{0,8} \sigma_n} = \frac{5000}{3\sigma_n}, \quad (220)$$

где σ_n выражено в кг/см^2

Прогиб цапф в сечении $d-d$ (см. фиг. 41)

$$y = \frac{qab}{48E} \left[\frac{3a^2}{J_1} + \frac{12c(a+c)}{J_2} + \frac{2b(3a+6c+b)}{J_3} \right],$$

где $\frac{qb}{2} = R_A$ — реакция опоры.

Расчет зуба на прочность

Для сильно нагруженных шестерен производится расчет на усталостные контактные напряжения и напряжения изгиба по методу А. И. Петрусевича.

Расчет на контактные напряжения ведем в такой последовательности.

1. Составление таблицы режимов работы агрегата.

В таблице должны быть следующие данные (индекс i обозначает номер режима):

- а) продолжительность работы в часах на данном режиме T_i ,
- б) давление в нагнетающей магистрали p_i ;
- в) передаваемый крутящий момент M_i ;
- г) передаваемая мощность в л. с. N_i ;
- д) число оборотов насоса n_i .

2. Определение коэффициента перегрузки K_1

$$K_1 = \frac{M_{\max}}{M_H}.$$

В качестве номинального крутящего момента M_H принимают обычно наибольший длительно действующий момент.

3. Определение коэффициента концентрации нагрузки K_2 .

При твердости зубьев колеса по Бринеллю $HV > 350$ кг/мм²

$$K_2 = \theta_1(1 - m_p) + m_p.$$

Здесь

θ_1 коэффициент, соответствующий концентрации нагрузки на расстоянии $0,2b$ от края шестерни;

$$m_p = \frac{\sum m_i t_i}{\sum t_i},$$

$$m_i = \frac{M_i}{M_{\max}}; \quad t_i = \frac{T_i}{T} \frac{n_i}{n_{\text{ср}}};$$

T — общая продолжительность работы передачи в час,

$$n_{\text{ср}} = \frac{\sum n_i T_i}{\sum T_i}.$$

Так как шестерни насосов располагаются обычно симметрично относительно опор и имеют небольшое расстояние между опорами,

то формула для определения коэффициента θ_1 принимает следующий вид:

$$\theta_1 = 1 + 0,1 \left(\frac{b}{d} \right)^2.$$

4. Определение коэффициента качества (коэффициента точности)

$$K_4 = \frac{u}{p_{n \max}} + 1,$$

где $p_{n \max}$ — нормальная нагрузка в кг на 1 см ширины колеса при действии крутящего момента $M_{\max}$;

u — удельная динамическая нагрузка в кг на 1 см ширины зуба, возникающая при входе зуба в зацепление или при выходе из зацепления из-за ошибок в основном шаге.

Нормальная нагрузка вычисляется по формуле

$$p_{n \max} = \frac{75 N_{\max} K_2}{v b \cos \alpha} = \frac{80 N_n K_1 K_2}{v b},$$

где v — окружная скорость в м/сек;

b — рабочая ширина колеса в см.

Удельная динамическая нагрузка

$$u = 0,8v \sqrt{\frac{A(\Delta_0 - \vartheta)}{i}},$$

где v — окружная скорость в м/сек;

A — межцентровое расстояние в см;

Δ_0 — наибольшая (вероятная) разность между наибольшим основным шагом одной шестерни и наименьшим — другой в мм;

i — передаточное число;

ϑ — компенсируемая ошибка в мм.

Если ошибки в основном шаге найдены измерением, то Δ_0 представляет сумму ошибок для ведущей и ведомой шестерен; если же принимается ошибка в шаге Δt_0 , указанная в чертеже, то наибольшая вероятная ошибка

$$\Delta_0 = \Delta t_0 \sqrt{2}.$$

При $\Delta_0 \geq 10$ мм $\vartheta = 5$ мм.

При $\Delta_0 < 10$ мм $\vartheta = \frac{\Delta_0}{2}$ мм.

5. Определение коэффициента эквивалентной нагрузки

$$K_a = \sqrt[3]{\frac{N_{ц.э}}{N_{ц}}},$$

где $N_{ц.э}$ — эквивалентное число циклов напряжений;
 $N_{ц}$ — рабочее число циклов напряжений

$$N_{ц} = 60an_{ср}T.$$

Здесь a — число зацеплений каждого зуба за один оборот; в данном случае $a=1$. Следовательно, $N_{ц} = 60n_{ср}T$.

Если $N_{ц} > 25 \cdot 10^7$, то следует принимать $N_{ц} = 25 \cdot 10^7$.

$$N_{ц.э} = 60n_{ср}T_a,$$

где T_a — приведенное к наибольшему крутящему моменту (эквивалентное) число часов работы передачи

$$T_s = T \sum t_i (m'_i)^3.$$

Здесь

$$m'_i = 1 - \frac{1 - m_i}{K_4 - m_{\Phi}}$$

$$\Phi = 1 - \frac{1}{\theta}.$$

Определение m_i , m_{Φ} и θ дано в п. 3 настоящего расчета.

6. Определение коэффициента нагрузки K :

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4.$$

7. Определение расчетной нагрузки:

$$\left(\frac{N}{n}\right)_p = \left(\frac{N}{n}\right)_n K,$$

где $\left(\frac{N}{n}\right)_p$ и $\left(\frac{N}{n}\right)_n$ — передаваемые расчетный и номинальный крутящие моменты, выраженные в л. с./об/мин.

8. Контактные напряжения сдвига

$$\tau_k = \frac{10^5}{A i} \sqrt{\left(\frac{N}{n}\right)_p \frac{(i+1)^3}{b} \frac{\sin 40^\circ}{\sin 2\alpha}} \text{ кг/см}^2,$$

где A — межцентровое расстояние в см;

i — передаточное число (в нашем случае $i=1$);

b — ширина зуба в см.

Следовательно:

$$\tau = \frac{10^5}{A} \sqrt{\left(\frac{N}{n}\right)_p \frac{8}{b} \frac{\sin 40^\circ}{\sin 2\alpha}}.$$

9 Допускаемые контактные напряжения сдвига

$$R_{\text{сдв}} = (80 - 100) HRC \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\text{ц}}}} \text{ кг/см}^2,$$

где HRC — твердость поверхностного слоя зубьев (нагрузка 150 кг).

Так как шестерни применяются цементированные из легированных сталей, то при работе насоса на масле можно в приведенной формуле брать коэффициент 100; для топливных насосов, работающих на керосине, рекомендуется брать нижний предел 80. Проверяем, чтобы $\tau_k < R_{\text{сдв}}$.

Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба производим следующим образом.

1. Определяем коэффициент качества

$$K_{\text{кв}} = 1 + \left(\frac{C}{HRC} \right)^2.$$

Принимаем величину $C = 3000 \text{ кг/см}^2$.

2. Определяем коэффициент эквивалентной нагрузки $K_{\text{зи}}$. Для $N_{\text{ц.з}} > 10^6$ коэффициент $K_{\text{зи}} = 1$.

3. Определяем коэффициент нагрузки для расчета зубьев на изгиб.

$$K_{\text{л}} = K_1 K_2 K_{\text{зи}} K_{\text{кв}}.$$

4. Находим расчетное напряжение изгиба в корне зуба

$$\sigma_{\text{н}} = \left(\frac{\tau_k}{900} \right)^2 \frac{z}{y} \frac{i}{i+1} \frac{K_{\text{л}}}{K} \text{ кг/см}^2,$$

где y — коэффициент формы зуба, который приводится в таблице книги Бакингом «Цилиндрические зубчатые колеса» и в «Энциклопедическом справочнике машиностроения», том 2.

Так как для нашего случая $i = 1$, то

$$\sigma_{\text{н}} = 0,5 \left(\frac{\tau_k}{900} \right)^2 \frac{z}{y} \frac{K_{\text{л}}}{K} \text{ кг/см}^2.$$

5. Находим допускаемые напряжения изгиба

$$R_{\text{н}} = \frac{2\sigma_{-1}}{nk_{\sigma} \left(1 + \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma}\sigma_{\text{в}}} \right)} \text{ кг/см}^2,$$

где σ_{-1} — предел усталости материала зубьев (сердцевины) на изгиб в кг/см^2 ;

$\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности материала зубьев в кг/см^2 ;

k_o — эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба;

n — коэффициент безопасности,

k_o — принимаем равным 1,2; n принимаем равным 2.

Проверяем, чтобы $\sigma_{\text{и}}$ не превышало $R_{\text{в}}$.

§ 3. ПРОВЕРКА КАВИТАЦИОННОГО ЗАПАСА НАСОСА

Кавитационный запас насоса определяем по формуле

$$\Delta p_{\text{кав}} = p_H + z_H \gamma - p_{\text{к}} - p_t - \gamma m^2 n^2 \left[12,4 (z - 0,2) + \right. \\ \left. + \frac{5,6 b^2 m^2}{F_{\text{вс}}^2} (z + 0,2)^2 \right] \cdot 10^{-8} \text{ кг/см}^2.$$

В случае устранения кавитации при помощи подкачивающего насоса необходимое избыточное давление этого насоса определяем по формуле

$$\Delta p_{\text{п.н}} = p_t + \Delta p_{\text{кав}} - p_H + p_{\text{к}} + \gamma m^2 n^2 \left[12,4 (z - 0,2) + \right. \\ \left. + \frac{5,6 b^2 m^2}{F_{\text{вс}}^2} (z + 0,2)^2 \right] \cdot 10^{-8} \text{ кг/см}^2.$$

Глава V

ТЕОРИЯ ШЕСТЕРЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

Гидравлический привод образуется путем сочетания насоса с гидравлическим мотором.

Насос приводится во вращение от источника энергии, например, от электродвигателя, и преобразует эту энергию в гидравлическую энергию потока жидкости, а гидромотор преобразует ее в механическую энергию вращения выходного вала гидромотора, к которому приложен преодолеваемый момент сопротивления.

Гидравлические передачи обладают рядом преимуществ по сравнению с другими видами передачи энергии.

§ 1. ЧИСЛО ОБОРОТОВ И МОМЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МОТОРА

Теоретическое число оборотов гидромотора определяется из условия равенства подачи насоса количеству жидкости, подводимой к гидромотору:

$$q_{т.н} n_{т.н} = q_{т.м} n_{т.м}.$$

Откуда

$$n_{т.м} = n_{п} \frac{q_{т.н}}{q_{т.м}}. \quad (221)$$

Из этой формулы видно, что число оборотов гидромотора можно менять путем изменения отношения рабочих объемов насоса и гидромотора.

Сохраняя давление нагнетания p постоянным и изменяя рабочий объем насоса $q_{т.п}$, получим переменную теоретическую мощность и постоянный крутящий момент.

Изменение рабочего объема жидкости $q_{т.н}$ может быть осуществлено в насосе переменной производительности (объемное регулирование), а также за счет перепуска части жидкости на линию всасывания (дрессельное регулирование).

Расчет основных параметров качающего узла гидромотора идентичен расчету насоса.

При работе гидромотора жидкость подводится к линии нагнетания под определенным давлением. Давление жидкости создает крутящий момент, преодолевающий момент сопротивления, приложенный к ведомой шестерне гидромотора.

Аналогично формулам, полученным в гл II, теоретический крутящий момент, создаваемый давлением жидкости на ведущую шестерню, равен

$$M_{кр1} = \Delta p b \frac{R_e^2 - e_1^2}{2};$$

крутящий момент на ведомой шестерне

$$M_{кр2} = \Delta p b \frac{R_e^2 - e_2^2}{2}.$$

Суммарный крутящий момент

$$M = \Delta p b (R_e^2 - r^2 - x^2). \quad (222)$$

Следовательно, максимальное значение момента будет иметь место при $x=0$, т. е. когда точка зацепления находится в полюсе.

Ту же формулу можно получить на основании следующих рассуждений: работа, развиваемая шестернями гидромотора за 1 оборот, равна

$$A = M \cdot 2\pi = q_T \Delta p.$$

Откуда

$$M = \frac{q_T}{2\pi} \Delta p. \quad (223)$$

Но

$$q_T = 2\pi b (R_e^2 - r^2 - x^2).$$

Следовательно.

$$M = \Delta p b (R_e^2 - r^2 - x^2).$$

Для определения эффективного крутящего момента на валу гидромотора надо полученное значение крутящего момента помножить на механический к. п. д. гидромотора.

Средний крутящий момент будет равен:

$$M_{эф} = \Delta p b \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot \eta_m. \quad (224)$$

Или на основании формулы (223)

$$M_{эф} = \frac{q_T}{2\pi} \Delta p \eta_m = 0,1592 q_T \Delta p \eta_m. \quad (225)$$

Во всех приведенных формулах величина Δp представляет собой перепад на гидромоторе

$$\Delta p = p_{вх} - p_{вых}.$$

В шестернях гидромотора, как и насоса, должны быть предусмотрены разгрузочные устройства, соединяющие запираемый объем (при $\epsilon > 1$) с полостью подачи жидкости или выхода.

Правильный выбор разгрузочных каналов имеет большое значение для надежной работы гидромотора.

На фиг. 64 показаны 3 варианта устройства разгрузочных каналов.

I вариант — разгрузочное окно соединяет запираемый объем с линией подачи с начала его образования.

II вариант — от момента образования заземленного объема до расположения точки зацепления симметрично относительно полюса на расстоянии от него равном $t_0/2$, т. е. весь период уменьшения этого объема заземленный объем соединен с линией выхода; при дальнейшем повороте — до выхода предыдущей пары зубьев из зацепления — когда объем возрастает, замкнутая полость соединена с линией подачи.

III вариант — запираемый объем в течение всего перехода соединен с линией выхода.

С точки зрения силового контакта, отсутствия резкого изменения момента и плавности работы гидромотора, предпочтительнее второй вариант. Кроме того, если сделать вход и выход конструктивно одинаковыми, то при такой разгрузке легко осуществить возможность работы одного агрегата как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

В гл. VII показаны характеристики такого агрегата

Для *I* и *III* вариантов средний крутящий момент

$$M_{сф} = \Delta p b \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right) \eta_{лм},$$

а для *II* варианта

$$M_{сф} = \Delta p b \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right) \eta_{лм}.$$

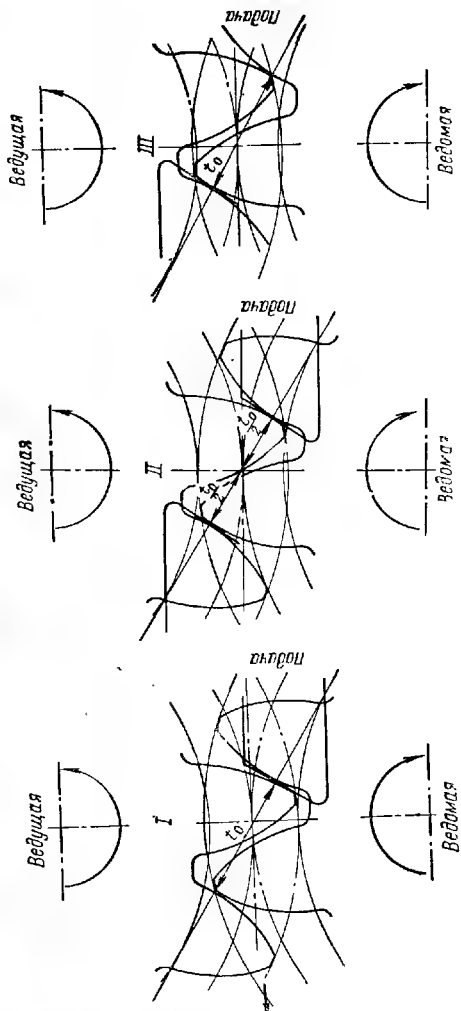
Для гидромотора желательно применение также разгрузки от радиальных усилий по схеме, изображенной на фиг. 53.

Однако для гидромоторов, работающих с высоким подводимым давлением и с малым числом зубьев, выбор места подвода разгрузочного давления должен быть сделан с учетом необходимости сохранения уплотнения жидкости между головками зубьев шестерен и расточками в корпусе.

При наличии больших радиальных зазоров неправильный подвод жидкости для разгрузки может привести к резкому увеличению утечек через радиальные зазоры и падению объемного к. п. д.

Пульсация крутящего момента гидромотора выражается той же формулой, которая выведена для пульсации расхода

$$\sigma_1 = \frac{t_0^2}{4(2rh + h^2)} = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_0}{4(z + 1)}$$



Фиг. 64. Варианты устройства разгрузочных канавок гидромотора.

Согласно формуле (224) и экспериментальным данным крутящий момент прямо пропорционален давлению и не зависит от числа оборотов гидромотора.

При заторможенном вале гидромотора определяется крутящий момент страгивания ($n=0$), создаваемый подводимым давлением жидкости.

Как видно из фиг. 8.4, значение страгивающего крутящего момента, измеренного в процессе возрастания давления при заторможенном вале мотора, меньше его значения при вращении. Объясняется это тем, что при состоянии покоя на преодоление трения затрачивается больше энергии, чем при вращении.

Упомянутая величина страгивающего момента является важной характеристикой гидромотора.

Для повышения страгивающего момента должны быть приняты меры по уменьшению сил трения. Такими мерами являются:

а) уменьшение гидравлического поджатия подпятников к торцам шестерен, а также уменьшение сил пружин, прижимающих подпятники;

б) уменьшение сопротивления защемленного объема и трения в зубьях шестерен, которое достигается рекомендованным выше снятием скосов на рабочей стороне профиля зуба ведомой шестерни;

в) разгрузка опор от радиальных усилий, которая может быть осуществлена по схеме, изображенной на фиг. 53.

Важной характеристикой гидромотора является также момент холостого хода, т. е. момент, который необходимо создать для вращения гидромотора без нагрузки с данным числом оборотов в минуту, а также величина этого момента в начальный период при страгивании. Последняя зависит от относительного положения сцепляющихся профилей зубьев, т. е. от положения точки зацепления на линии зацепления.

§ 2. К. п. д ГИДРОМОТОРА

Расход жидкости, замеряемый на выходе из гидромотора, равен теоретической производительности качающего узла

$$Q_T = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \text{ л/мин.}$$

Расход, подводимый к гидромотору:

$$Q_{\text{гм}} = Q_T + Q_{\text{ут}} + Q_{\text{вс}},$$

где $Q_{\text{ут}}$ — расход жидкости на утечки;

$Q_{\text{вс}}$ — потери на всасывании.

Введем понятие о теоретическом моменте и определим эффективный момент на выходном валу гидромотора

$$M_{\text{эф}} = M_T - M_{\text{м тр}} - M_n.$$

Обозначения моментов сохраняем теми же, что и для насоса

$$M_{\tau} = \frac{\Delta p q_{\tau}}{2\pi};$$

$$M_{н.тр} = \frac{\Delta p q_{\tau}}{2\pi} (1 - \eta'_m).$$

Таким образом:

$$M_{вф} = \frac{\Delta p q_{\tau}}{2\pi} \eta'_m = M_n. \quad (226)$$

Аналогично получим выражение для определения эффективной мощности гидромотора

$$N_{вф} = N_{\tau} \left(\eta'_m - \frac{2\pi}{q_{\tau} \Delta p} M_n \right). \quad (227)$$

Объемный к. п. д. гидромотора

$$\eta_v = \frac{Q_{\tau}}{Q_{гм}} = \frac{Q_{\tau}}{Q_{\tau} + Q_{yt} + Q_{вс}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{q_{\tau} n_m} (Q_{yt} + Q_{вс})}. \quad (228)$$

Механический к. п. д. гидромотора

$$\eta_m = \frac{N_{вф}}{N_{\tau}} = \frac{M_{вф}}{M_{\tau}} = \eta'_m - \frac{2\pi}{q_{\tau} \Delta p} M_n. \quad (229)$$

Общий к. п. д. гидромотора

$$\eta_{гм} = \eta_v \eta_m = \frac{\eta'_m - \frac{2\pi}{q_{\tau}} \Delta p M_n}{1 + \frac{1}{q_{\tau} n_m} (Q_{yt} + Q_{вс})}. \quad (230)$$

Характеристики гидромотора можно легко определить путем сравнения режимов работы гидромотора и тормозного насоса такой же конструкции и геометрии.

Гидропередача должна состоять из двух ступеней: первая ступень включает в себя насос *I*, вращающийся от постороннего источника и подающий жидкость в исследуемый гидромотор, выходной вал которого соединен жестко (муфтой) с ведущим валом насоса *II*; вторая ступень состоит из насоса *II*, дросселя и бака.

Повышая при помощи дросселя давление во второй ступени, увеличиваем мощность, потребную для вращения насоса *II*, что влечет за собой повышение давления в *I* ступени, необходимое для увеличения мощности, отдаваемой гидромотором.

Выбирая для снятия характеристик все три качающих узла (насос *I*, гидромотор, насос *II*) одного типоразмера и принимая, что потери механические пропорциональны давлениям на входе в гидромотор и на выходе из насоса *II*, получим приведенные ниже

формулы для определения мощности и к. п. д. гидромотора при помощи параметров, легко поддающихся замерам.

Формулы для определения эффективной мощности гидромотора (на его выходном валу) и общего к. п. д. гидромотора приводим без вывода:

$$N_{\text{гм.эф}} = - \frac{2n_{\text{гм}}q_{\text{г}}p_{\text{II}}}{450 \left(1 + \frac{p_{\text{II}}}{p_{\text{I}}}\right)} + N_n \frac{1 - \frac{p_{\text{II}}}{p_{\text{I}}}}{1 + \frac{p_{\text{II}}}{p_{\text{I}}}}; \quad (231)$$

$$\eta_{\text{гм}} = \frac{N_{\text{гм.эф}}}{N_{\text{пт эф}}} = \frac{2p_{\text{II}}}{p_{\text{I}} + p_{\text{II}}} \eta_{\text{в гм}} + \frac{450N_n(p_{\text{I}} - p_{\text{II}})}{n_{\text{пт}}q_{\text{т}}\eta_{\text{в нп}}p_{\text{I}}(p_{\text{I}} + p_{\text{II}})}, \quad (232)$$

где p_{I} — давление на входе в гидромотор;
 p_{II} — давление на выходе из насоса II ;
 $\eta_{\text{в гм}}$ — объемный к. п. д. гидромотора;
 $\eta_{\text{в нп}}$ — объемный к. п. д. насоса I .

Глава VI

ТЕОРИЯ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА С НЕКРУГЛЫМИ (ОВАЛЬНЫМИ) КОЛЕСАМИ И С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

В настоящей главе рассмотрен случай овальных колес с эвольвентным профилем зуба. Такая пара колес применяется в расходомерах, где овальные колеса приводятся во вращение расходуемой жидкостью под действием перепада давлений между входом в расходомер и выходом из него. Схема работы расходомера будет такая же, как и в случае гидравлического двигателя, но давление подводимой жидкости должно преодолеть только сопротивление вращению самой пары колес.

Центром вращения овального колеса является центр симметрии.

Для некруглых колес передаточное отношение и отношение угловых скоростей является величиной переменной. Однако законы зацепления остаются в силе и для некруглых колес. Напомним эти законы.

1. Общая нормаль к профилям в точке их касания проходит через мгновенный полюс зацепления.

Мгновенным полюсом зацепления называется точка касания двух кривых, называемых центроидами, катящихся друг по другу без скольжения. Следовательно, центроиды аналогичны начальным окружностям для круглых колес.

2. Мгновенный полюс зацепления делит межцентровое расстояние на части, обратно пропорциональные мгновенным угловым скоростям колес.

3. Нарезание профилей зубьев методом обкатки может быть обеспечено, если центроида инструмента будет перекашиваться по центроидам сопряженных обрабатываемых колес.

Если расстояние между центрами колес обозначить через $2a$, а отношение разности полуосей центроиды к их сумме через e , то центроида в полярных координатах выразится уравнением

$$r = \frac{a(1 - e^2)}{1 - e \cos 2\varphi}. \quad (233)$$

Отсчет угла φ ведется от большей оси овала. При $\varphi=0$ $r=a(1+e)$, т. е. большая полуось центроида (фиг. 65) равна $a(1+e)$; при $\varphi=\pi/2$ меньшая полуось равна $a(1-e)$.

Расстояние между центрами колес равно

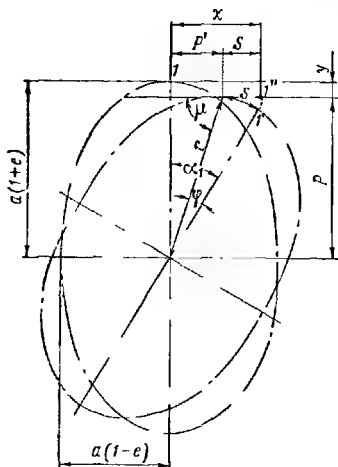
$$A = a(1+e) + a(1-e) = 2a$$

Для вывода формулы производительности пары овальных колес, определим площадь, ограниченную центроидой:

$$S_{\text{ц}} = 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{r^2 d\varphi}{2}$$

или

$$S_{\text{ц}} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} r^2 d\varphi.$$



Фиг. 65 К расчету овального колеса

Подставляя значение r из формулы (233), получим

$$S_{\text{ц}} = 2a^2(1-e^2)^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{(1-e \cos 2\varphi)^2}. \quad (234)$$

Преобразуем интеграл в уравнении (234) к виду

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{(1-e \cos 2\varphi)^2} = \frac{1}{(1+e)^2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(1+\operatorname{tg}^2 \varphi)^2}{\left(\frac{1-e}{1+e} + \operatorname{tg}^2 \varphi\right)^2} d\varphi.$$

Произведя интегрирование, окончательно получим

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{(1-e \cos 2\varphi)^2} = \frac{1}{(1+e)^2(1-e)} \sqrt{\frac{1+e}{1-e}} \cdot \frac{\pi}{2}.$$

Подставляя найденное значение интеграла в уравнение (234), получим

$$S_{\text{ц}} = \frac{2a^2(1-e^2)^2}{(1+e)^2(1-e)} \sqrt{\frac{1+e}{1-e}} \cdot \frac{\pi}{2} = \pi a^2 \sqrt{1-e^2}. \quad (235)$$

За один оборот каждое колесо отсекает объем, заключенный между внутренней цилиндрической поверхностью корпуса и внешним овальным цилиндром колеса. Кроме того, будет нагнетаться объем жидкости, вытесняемой из межзубовых впадин, как в обычном насосе. Так как последний объем очень мал по сравнению с остальными объемами, то целесообразно усложнить расчет нахождением его точного значения.

Примем, что он приблизительно равен удвоенному произведению площади, заключенной между центроидой и эквидистантной внешней кривой овала, на ширину зуба b

Тогда за один оборот отсечется объем

$$\{2\pi [a(1+e) + m]^2 - 2\pi a^2 \sqrt{1-e^2}\} b,$$

а производительность пары колес, делающей n об/мин, будет

$$Q_r = 2\pi b n \{[a(1+e) + m]^2 - a^2 \sqrt{1-e^2}\}. \quad (236)$$

Для рассматриваемых нами колес $e \leq 1/3$. При $e = 1/3$ радиус кривизны овала на его малой оси равен бесконечности. При $e > 1/3$ центроида будет вогнутой, т. е. радиус кривизны центроиды по малой оси будет направлен не к центру овала, а в противоположную сторону.

Для проектирования овальных колес можно рекомендовать значение $e = 0,25$.

Методы нарезания зубьев некруглых колес подробно изложены в работе [8]. Впервые нарезание зубьев некруглых колес методом обкатки осуществлялось при помощи двух копиров, из которых один совпадает с начальной окружностью долбяка, а второй — с центроидой нарезаемого колеса.

В дальнейшем в Советском Союзе был введен ряд специальных станков. Иностранные фирмы чаще всего применяют образцовые некруглые колеса, что приводит к перенесению на изделия погрешностей изготовления образцовых колес.

В работе [8] описан метод нарезания, основанный на воспроизведении принципа обкатки сочетанием движений изделия и инструмента.

Прерывистый метод обкатки позволяет нарезать профили зубьев на универсальном станке при использовании инструментальной рейки.

В частности, по приводимому ниже расчету обрабатывались зубья овальных колес гребенкой на долбежном станке; гребенка обеспечивала требуемые угловые (α) и линейные перемещения (x и y), численные значения которых даны в табл. 9.

Для того чтобы воспользоваться этим универсальным методом нарезания зубьев, необходимо определить координаты x и y в зависимости от угла поворота α , где x — перемещение рейки или за-

готовки в горизонтальном направлении (см. фиг. 65), а y — перемещение рейки к центру.

При $\alpha_1 \leq 90^\circ$

$$\alpha_1 = 90^\circ - (\mu - \varphi) = 90^\circ + \varphi - \mu; \quad (237)$$

$$y = a(1 + e) - P = a(1 + e) - r \sin \mu; \quad (238)$$

$$x = s_\varphi + r \cos \mu, \quad (239)$$

где s_φ — длина дуги центроиды между точками l' и (r, φ) , т. е. на угле φ .

Определим длину дуги центроиды:

$$s_\varphi = \int_0^\varphi \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2} d\varphi = \int_0^\varphi r \sqrt{1 + \left(\frac{dr}{r d\varphi}\right)^2} d\varphi.$$

$$r = \frac{a(1 - e^2)}{1 - e \cos 2\varphi}; \quad \frac{dr}{d\varphi} = \frac{2ae(1 - e^2) \sin 2\varphi}{(1 - e \cos 2\varphi)^2}.$$

Откуда

$$s_\varphi = \int_0^\varphi \frac{a(1 - e^2)}{1 - e \cos 2\varphi} \sqrt{1 + \frac{4e^2 \sin^2 2\varphi}{(1 - e \cos 2\varphi)^2}} d\varphi.$$

Введя переменную

$$u = \frac{e - \cos 2\varphi}{1 - e \cos 2\varphi},$$

после преобразований находим

$$s_\varphi = ae \int \sqrt{\frac{u^2 - \frac{3e^2 + 1}{4e^2}}{u^2 - 1}} du. \quad (240)$$

Обозначая $\frac{3e^2 + 1}{4e^2}$ через $\frac{1}{k^2}$, получим

$$\begin{aligned} s_\varphi &= ae \int \sqrt{\frac{u^2 - \frac{1}{k^2}}{u^2 - 1}} du = \\ &= aek \int \frac{u^2 - \frac{1}{k^2}}{(1 - u^2)(1 - k^2 u^2)} du. \end{aligned} \quad (241)$$

Обозначая $u = \sin \psi$, полученные в формуле (241) два интеграла можно привести к следующему виду:

$$s_{\varphi} = aek \left[\frac{1}{k^2} \int \frac{d\psi}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi}} - \frac{1}{k^2} \int \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi} d\psi - \right. \\ \left. - \frac{1}{k^2} \int \frac{d\psi}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi}} \right] = -\frac{ae}{k} \int \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi} d\psi.$$

Но так как

$$k^2 = \frac{4e^2}{3e^2 + 1}, \quad k = \frac{2e}{\sqrt{3e^2 + 1}},$$

то

$$s_{\varphi} = -\frac{a}{2} \sqrt{3e^2 + 1} \int \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi} d\psi, \quad (242)$$

где

$$\sin \psi = \frac{e - \cos 2\varphi}{1 - e \cos 2\varphi}. \quad (243)$$

Таким образом длина дуги s_{φ} , а следовательно, и размер x определяются по таблицам эллиптических интегралов второго рода, при «модуле» интеграла $k = 2e/\sqrt{3e^2 + 1}$ и угле ψ , связанном с полярной координатой φ уравнением (243).

Из этого уравнения вытекает, что углу $\varphi = 0$ соответствует угол $\psi = 3\pi/2$, а углу $\varphi = \pi/2$ — углу $\psi = \pi/2$.

Для определения длины дуги центроиды s_{φ} вводим угол $\psi_1 = \psi - 180^\circ$, тогда уравнение (242) примет следующий вид:

$$s_{\varphi} = \frac{a}{2} \sqrt{3e^2 + 1} [E_{\pi} - E(\psi_1; \theta)], \quad (244)$$

где E_{π} — полный эллиптический интеграл второго рода при «модуле» интеграла $k = 2e/\sqrt{3e^2 + 1}$;

$E(\psi_1; \theta) = \int \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \psi_1} d\psi_1$ — эллиптический интеграл второго рода с тем же «модулем» k и значением θ , которое находим из равенства $\sin \theta = k = 2e/\sqrt{3e^2 + 1}$.

Значения интегралов E_{π} и $E(\psi_1; \theta)$ находим в таблицах (см. напр. [36]).

Задаваясь значением φ , по уравнению (243) определяем ψ , а затем величину ψ_1 из равенства $\psi_1 = \psi - 180^\circ$ и для полученного значения ψ_1 находим в таблице значение эллиптического интеграла второго рода, которое вычитаем из полного эллиптического интеграла, указанного в той же таблице для угла 90° .

Полученную разность подставляем в уравнение (244) и определяем длину дуги s_{φ} .

Согласно уравнению (239) для определения величины x , помимо длины дуги s_{φ} , необходимо еще найти для каждого значения φ

величину угла μ между касательной к центронде и радиусом вектором (см. фиг. 65).

Но так как центроида выражена в полярных координатах, то

$$\operatorname{tg} \mu = - \frac{r}{\frac{dr}{d\varphi}}.$$

Но, как было показано выше:

$$\frac{r}{\frac{dr}{d\varphi}} = \frac{1 - e \cos 2\varphi}{2e \sin 2\varphi}.$$

Следовательно:

$$\mu = \arctg \frac{1 - e \cos 2\varphi}{2e \sin 2\varphi}. \quad (245)$$

Найдя μ , определяем искомые перемещения инструмента по формулам (237), (238), (239).

При $\varphi = 90^\circ$ и $\psi_1 = 90^\circ$ уравнение (244) примет вид

$$s_{\varphi = \frac{\pi}{2}} = a \sqrt{3e^2 + 1} \cdot E_n.$$

Откуда получим формулу для определения полной длины центроиды

$$s_n = 4a \sqrt{3e^2 + 1} \cdot E_n. \quad (246)$$

В заключение главы приведем последовательность расчета овальных зубчатых колес.

1. Величину e принимаем предварительно равной 0,25.

(Из условий отсутствия вогнутости овала и возможности нарезания зубьев и получения правильного зацепления должно быть соблюдено неравенство $e < 1/3$. Но с уменьшением e уменьшается Q . Поэтому e желательно взять близким к 0,25).

2. Величиной m задаемся в пределах $0,5 \div 1,5$.

3. По формуле (236) определяем величину a из квадратного уравнения

$$2\pi [(1+e)^2 - \sqrt{1-e^2}] a^2 + 4\pi (1+e) m a - \frac{Q_r}{b_n} = 0.$$

4. Определяем предварительно длину центроиды, для чего:

а) находим величину

$$k^2 = \frac{4e^2}{3e^2 + 1};$$

б) находим $\sin \theta$ и θ :

$$\sin \theta = k = \frac{2e}{\sqrt{3e^2 + 1}};$$

в) определяем по таблицам эллиптических интегралов для найденных значений k^2 и θ полный эллиптический интеграл E_π ;

г) определяем длину центроиды $s = 4a \sqrt{3e^2 + 1} \cdot E_\pi$.

5. Подбираем значения a или e так, чтобы возможно точнее было соблюдено равенство $\pi m z_1 = s$.

а) Если не задаваться стандартными размерами расстояния между центрами и диаметра расточки в корпусе, то можно оставить $e = 0,25$ и изменить только a , определив его из равенства

$$4a \sqrt{3e^2 + 1} \cdot E_\pi = \pi m z_1;$$

$$a = \frac{\pi m z_1}{4 \sqrt{3e^2 + 1} E_\pi}.$$

Необходимо подобрать число зубьев z_1 таким образом, чтобы одна ось центроиды проходила через ось зуба, а вторая — через ось впадины. Это условие будет соблюдено при $z_1 = 4K \pm 2$, где K — любое целое число.

б) Если желательно соблюдение определенного расстояния между центрами колес $2a$ и диаметра расточки в корпусе $2a(1+e) + 2m$, то после определения z_1 необходимо путем подбора величины e , изменяя ее в пределах $0,25 \pm 0,03$, максимально удовлетворить равенство длин центроиды и рейки.

При этом для каждого намечаемого значения e надо находить величины k^2 , θ и по ним полный эллиптический интеграл E_π .

6. По уточненным значениям a и e определяем окончательно теоретическую производительность.

7. По уточненным значениям a и e устанавливаем уравнение центроиды и определяем необходимые для изготовления и проверки эталонного колеса геометрические элементы центроиды по формулам (237), (238), (239).

Глава VII

НЕКОТОРЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО КАЧАЮЩИМ УЗЛАМ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

§ 1. СРАВНЕНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ С ПРЕДЛАГАЕМОЙ ОСНОВНОЙ ФОРМУЛОЙ И С ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ ДАННЫМИ

В литературе [35] приводятся следующие формулы, применяемые для расчета производительности шестеренного насоса:

1. $Q_r = 0,12 S_z z b n$;
2. $Q_r = 0,047 (D_e^2 - D_i^2) b n$;
3. $Q_r = 0,0525 (D_e^2 - D_i^2) b n$;
4. $Q_r = 0,12 S_z z b n$;
5. $Q_r = \frac{2l}{m \cos \alpha} \left(m^2 + m^2 z - \frac{l^2}{12} \right) b n$.

Из перечисленных формул большое распространение имеет первая, хотя она обладает двумя существенными недостатками: формула весьма неточна и требует вычисления площади сечения зуба.

Эта формула дана исходя из предположения, что каждый зуб за один оборот подает объем, равный произведению площади его сечения на ширину.

Следовательно:

$$Q_r = 2 S_z z b n \frac{\text{см}^3}{\text{мин}} = 0,12 S_z z b n \text{ л/час.}$$

По второй (приближенной) формуле определяем завышенную производительность, так как она не учитывает объема жидкости, перекачиваемого обратно на линию всасывания.

При подсчете по третьей формуле получается еще более завышенная производительность, чем по второй.

Формула четвертая отличается от первой тем, что в ней принят не объем зуба, а объем впадины.

Формула пятая приводится в работе [1].

В современной литературе часто рекомендуют формулу проф. Тома. Однако она справедлива для случая $\epsilon = 1$, а также для слу-

чая полного использования заземленного объема при $\epsilon > 1$ и не учитывает зависимость производительности от величины ϵ для случая неиспользования этого объема.

Выведенный нами второй вариант формулы совпадает с формулой Тома, полученной им другим упрощенным методом [17].

Действительно, если в формулу, определяющую производительность в мин:

$$Q = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right),$$

подставить $R_e = r + h$ и разделить на 60, то получим формулу, определяющую производительность в сек:

$$Q = b \omega \left(2rh + h^2 - \frac{t_0^2}{12} \right).$$

Эта формула совпадает с формулой Тома, приведенной в работе [17].

В приведенных ниже формулах площади зубьев S_z и впадин S_w определены по ранее выведенным формулам (7) и (9).

Для сравнения результатов подсчета по указанным формулам и по рекомендуемой основной формуле с экспериментальными данными по ряду насосов, удобно пользоваться не производительностью насоса Q_n , а удельной производительностью, представляющей собой частное от деления этой величины на ширину зуба b и на число оборотов в минуту n , т. е. величиной

$$q' = \frac{Q_n}{bn}.$$

Эту величину q' будем выражать в см^3 за 1 оборот и на 1 мм ширины зуба. Умножая q' на b в мм и на $n \cdot 10^{-3}$, получим Q в л/мин.

В приведенных ниже формулах все линейные величины даны в мм, а площади S_z и S_w в мм^2 .

Следовательно, q' определяем по формулам:

$$q' = 2S_z z \cdot 10^{-3}. \quad (a)$$

$$q' = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \cdot 10^{-3}. \quad (б)$$

$$q' = 0,875 (D_e^2 - D_i^2) \cdot 10^{-3}. \quad (в)$$

$$q' = 2S_w z \cdot 10^{-3}. \quad (г)$$

$$q' = \frac{b}{r_0} \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right) z \cdot 10^{-3}. \quad (д)$$

Предлагаемая формула

$$q' = 2\pi \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot 10^{-3}. \quad (e)$$

Подсчеты по этим формулам приведены в табл. 4.

Сопоставление теоретической производительности (на 1 мм ширины

Параметры	№ испытан				
	1	2	3	4	
Модуль m в мм	2,5	3	3	3,5	
Число зубьев z	12	12	13	8	
Угол зацепления α_0 в град.	28	25	25	25	
Угол зацепления α в град.	28	28,137	27,914	30,658	
Радиус начальной ок- ружности r в мм	30	37	20	14,75	
Радиус основной ок- ружности r_0 в мм	13,244	16,3135	17,673	12,688	
Радиус окружности го- ловок R_e в мм	17,5	21,5	23	18,25	
Радиус окружности впадин R_f в мм	12	14,35	16,4	10,55	
Длина линии зацепле- ния l в мм	8,796	10,56	10,714	11,192	
Величины теоретической производи- тельности и процент к производительности по экспериментальным данным	По формуле (а)	0,3387/73,3%	0,5147/74,8%	0,5809/76%	0,4129/63%
	По формуле (б)	0,5/108%	0,7547/109,7%	0,817/107%	0,697/106%
	По формуле (в)	0,568/123%	0,8408/122%	0,91/119%	0,776/118%
	По формуле (г)	0,484,105%	0,7175/104,3%	0,78/102%	0,6683/102%
	По формуле (д)	0,598/129%	0,86/125%	0,94/123%	0,741/112%
	По формуле (е)	0,48/103%	0,7095/103%	0,765/100%	0,67/101,5%
	Эксперименталь- ные данные	0,463/100%	0,6883/100%	0,765/100%	0,66/100%

зуба и 1 оборот) с экспериментальными данными, принятыми за 100%

ного насоса

5	6	7	8	9	10
3,5	4,5	5	5	5	6
11	10	8	10	12	10
20	25	20	20	28	20
33,8	34,52	33,35	31,32	28	31,32
21,75	24,75	22,5	27,5	30	33
18,089	20,392	18,794	23,492	26,4884	28,191
25,25	29,25	27,5	32,5	35	39
17,55	19,35	16,585	21,95	24	26,34
11,08	13,88	15,41	16,33	17,58	19,6
0,9013/93%	1,228/88%	1,0315/69,8%	1,344/79%	1,355/77%	1,936/77%
1,0353/107%	1,5115/108,5%	1,5115/102,4%	1,805/106%	2,039/113%	2,6/104%
1,1535/119%	1,684/121%	1,684/114%	2,011/118%	2,27/129%	2,895/116%
1,049/108%	1,535/110,4%	1,503/102%	1,825/107%	1,936/110%	2,628/105%
1,0714/110%	1,545/111,2%	1,512/102,4%	1,9/112%	2,395/136%	2,781/111%
0,97/100%	1,413/101,5%	1,456/98,6%	1,767/101%	1,92/103%	2,54/101%
0,97/100%	1,39/100%	1,477/100%	1,757/100%	1,858/100%	2,5/100%

В табл. 4 даны экспериментальные данные по шестеренным насосам, полученные при минимальном сопротивлении (сопротивлении труб и каналов), а следовательно, при минимальных утечках, близких к нулю.

В тех случаях, когда при больших оборотах сопротивления и утечки являлись ощутимыми, взяты экспериментальные данные по замеру производительности при малых оборотах.

Из большого числа различных насосов, с которых многократно снимались характеристики, выбраны самые разнообразные насосы с модулями шестерен 2,5; 3; 3,5; 4,5; 5 и 6, имеющие профили зубьев как некорректированные, так и корректированные с различными профильными смещениями и с различными углами зацепления исходного контура.

В энциклопедическом справочнике «Машиностроение», т. 9 приведена следующая формула:

$$Q = \frac{\pi S (D_e - S) b n}{10^6},$$

где S — расстояние между центрами шестерен в мм;

D_e — диаметр окружности головок в мм;

b — ширина шестерни в мм.

Для некорректированных шестерен эта формула принимает следующий вид:

$$Q = \frac{\pi z m^2 b n}{10^6} = \frac{2 \pi b n m^2 z}{10^6}.$$

Сопоставляя ее с точной формулой, можно убедиться, что эта формула дает практически хорошие результаты. Так, при $z=8$ и $\epsilon=1$ ошибка составляет 3,5% в сторону занижения.

Однако эта формула обладает тем же недостатком, что и остальные рассмотренные нами, а именно: она не отражает влияния продолжительности зацепления ϵ , характера зацепления и степени использования запираемого объема.

Анализ полученных результатов показывает, что предлагаемая формула наиболее точно согласуется с экспериментальными данными.

Такое согласование обнаружено и на ряде других испытанных насосов, данные о которых не приведены в табл. 4.

Формула I дает почти во всех случаях заниженные данные. Пользование этой формулой приводит к абсурдному выводу о том, что объемный к. п. д., как правило, превышает 100% даже при максимальном рабочем давлении.

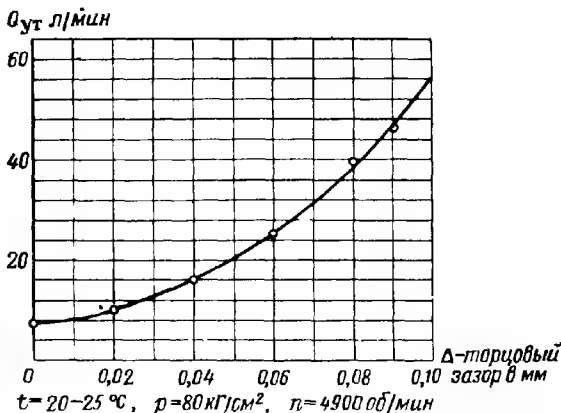
Все остальные формулы дают завышенные данные по сравнению с теоретически возможными.

§ 2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ О ВЛИЯНИИ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ОБЪЕМНЫЙ К. П. Д. НАСОСА

Ниже приведены данные, полученные в период работы над созданием насосов с большими объемными к. п. д.

Специально проведенными исследованиями установлено влияние различных факторов на величину утечек, а следовательно, на объемный к. п. д.

Рабочей жидкостью являлось масло. Для проведения экспериментов был выбран насос производительностью $Q_T = 110$ л/мин при числе оборотов $n = 4900$ об/мин



Фиг. 66. Зависимость утечек от величины торцовых зазоров.

На этом экспериментальном насосе было доказано небольшое влияние на объемный к. п. д. радиальных зазоров по сравнению с торцовыми.

При минимальном (близком к нулю) торцовом зазоре утечки составляли $\sim 7,5$ л/мин. Следовательно, объемный к. п. д. был при этом $\eta_v = 1 - \frac{7,5}{110} = 0,93$.

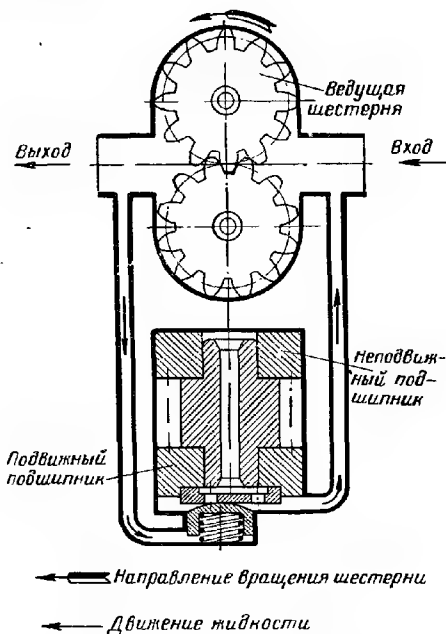
При увеличении торцового зазора до 0,04 мм утечки возрастали на 140%, а при увеличении до 0,06 мм — на 250%.

При торцовом зазоре, равном 0,05 мм, утечки составили 22 л/мин, что даст

$$\eta_v = 1 - \frac{22}{110} = 0,8.$$

Зависимость утечек от величины торцовых зазоров представлена на графике (фиг. 66).

Этими опытами установлено большое влияние на величину утечки температуры жидкости и корпуса. Значительное увеличение утечек с повышением температуры объясняется как уменьшением вязкости масла, так и увеличением зазоров за счет разности коэффициентов линейного расширения корпуса (алюминий) и плавающего подпятника (бронза).



Фиг. 67. Схема гидравлической компенсации в экспериментальном образце.

При увеличении температуры на 20°C утечки по радиальным зазорам между подвижным подпятником и корпусом увеличивались на $3,4 \text{ л/мин}$.

Большую роль, как показали эти опыты, играет выбор размера силы поджатия подпятников к торцам шестерен и точки приложения этой силы.

При достаточно большом и равномерном поджатии объемный к. п. д. повышается. Ограничение силы поджатия необходимо для обеспечения жидкостного трения и избежания износов торцов.

В экспериментальном образце усилие на торец передавалось давлением нагнетаемой жидкости, подводимым к площади поршня, ось которого была смещена относительно оси подпятника (фиг. 67).

Эти опыты показали рациональность смещения точки приложения силы поджатия и подтвердили правильность изложенного метода подсчета. При экспериментальном определении величины давлений по кольцу впадин зуба эти давления оказались почти равными соответствующим давлениям по радиальным зазорам.

Опыты показали также нарушение равновесия подвижных подпятников при работе на режимах начала кавитации, что еще раз доказывает недопустимость работы насоса на кавитационных режимах и необходимость обеспечения достаточного кавитационного запаса.

§ 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО КАЧАЮЩИМ УЗЛАМ

Из имеющегося опыта проектирования, испытания и эксплуатации насосов, выполненных с рекомендуемыми шестернями, приводятся данные о четырех насосах такого типа.

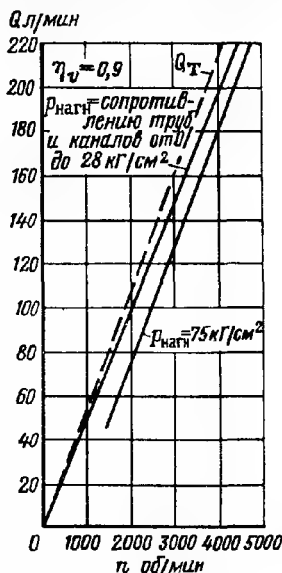
Все насосы имеют профиль зуба, скорректированный по описанной выше системе. Геометрические параметры зуба взяты из табл. 1.

Рабочей жидкостью насосов № 1, 2 и 3 являлся керосин, а насоса № 4 — дизельное масло.

На фиг. 68 приведена характеристика производительности насоса, имеющего модуль $m=5$, давление на входе в насос 1,8 ата, поддерживаемое специальным подкачивающим насосом, и давления нагнетания, равные:

- 1) давлению, определяемому сопротивлением каналов в корпусе насоса и труб на испытательном стенде;
- 2) рабочему давлению, поддерживаемому постоянным.

В насосе № 1 и 2, характеристики которых приводим, качающие узлы смонтированы в корпус агрегата, имеющего каналы и резкие повороты струи жидкости, так что с увеличением оборотов и ростом производительности, а также скорости протекания жидкости растут сопротивления каналов. Кроме того, с увеличением расходов сильно растут сопротивления крапов, расходомеров и всей нагнетающей магистрали испытательной установки.



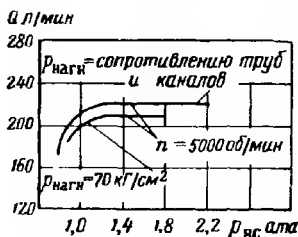
Фиг. 68. Характеристика насоса № 1.

По характеристике, приведенной на фиг. 68, эти сопротивления достигают величины 28 кг/см^2 при $n=5000 \text{ об/мин}$.

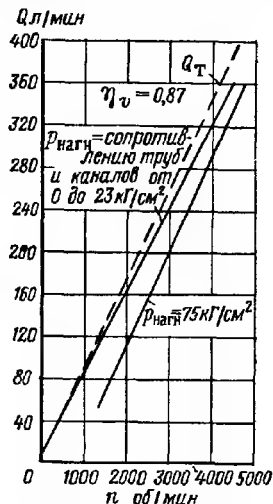
Этим объясняется, почему при давлении, равном сопротивлению труб и каналов, на малых оборотах характеристика точно совпадает с теоретической (изображенной пунктиром), а по мере роста оборотов появляются утечки и действительная производительность все больше отклоняется от теоретической.

Рассматривая характеристику при давлении нагнетания $p=75 \text{ кг/см}^2$, видно, что величины утечек почти не изменяется с изменением оборотов. Следовательно, по мере возрастания оборотов объемный к. п. д. насоса будет расти, так как в формуле

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_{ут} + Q_{ос}}{Q_T}$$



Фиг. 69. Кавитационная характеристика насоса № 1.



Фиг. 70. Характеристика насоса № 2.

вычитаемое при увеличении оборотов будет падать за счет увеличения знаменателя.

На фиг. 69 приведена кавитационная характеристика $Q = Q(p_{вс})$, из которой видно, что при максимальных оборотах $n = 5000 \text{ об/мин}$ кавитационный режим имеет место при $p_{вс} < 1,4 \text{ ата}$. Следовательно, подкачивающий насос должен обеспечить $p_{вс} > 1,4 \text{ ата}$.

На фиг. 70 приведена характеристика насоса № 2, имеющего модуль $m=6$.

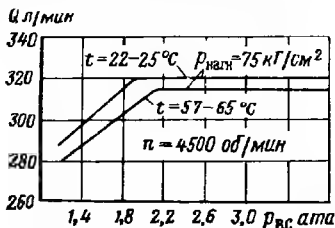
Так же как и по характеристике (см. фиг. 68), сопротивление каналов и труб велико (при $n=5000 \text{ об/мин}$ оно составляет 23 кг/см^2) и кривая производительности по мере возрастания оборотов отклоняется от теоретической за счет увеличения утечек.

Кроме характеристики качающего узла $Q = Q(n)$, приведена кавитационная характеристика (фиг. 71) при $n=4500 \text{ об/мин}$, из ко-

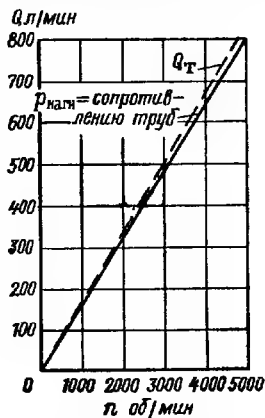
торой видно, что для обеспечения бескавитационной работы насоса на земле необходимо, чтобы $p_{вс} > 1,9$ ата при температуре жидкости $t = 22-25^\circ \text{C}$; $p_{вс} > 2,2$ ата при температуре жидкости $t = 57-65^\circ \text{C}$.

На фиг. 72 приведена характеристика $Q = Q(n)$ экспериментального малогабаритного насоса высокой производительности.

Шестерни скорректированы по той же системе с $m=6$ и $z=10$. Таким образом, при наружном диаметре шес-



Фиг. 71. Кавитационная характеристика насоса № 2.



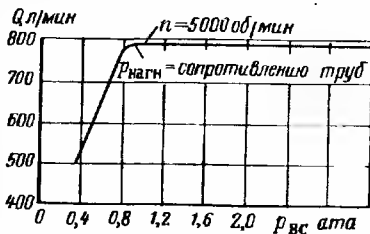
Фиг. 72. Характеристика насоса № 3.

терни $D_e = 78$ мм и при расстоянии между центрами 66 мм одной парой шестерен получена производительность около 800 л/мин (при сопротивлении труб и каналов).

Так как этот насос был создан как самостоятельный агрегат со своим корпусом и, кроме того, снижены сопротивления установки, то характеристика при сопротивлении труб в этом случае совпадает с теоретической.

Этот насос имел на входе крыльчатку, создававшую дополнительный напор, вследствие чего, несмотря на большую окружающую скорость, потребное давление на входе в насос оказалось не столь большим и равно 0,9 ата (фиг. 73).

Насос испытывался при давлении нагнетания $p = 75 \text{ кг/см}^2$. Характеристика качающего узла при этом давлении не приведена, так как насос находился в стадии доводки, а дальнейшие испытания и работа над ним были прекращены, хотя основ-



Фиг. 73. Кавитационная характеристика насоса № 3.

ным дефектом, обнаруженным при специальном длительном испытании, было наличие следов кавитации на корпусе и подпятниках.

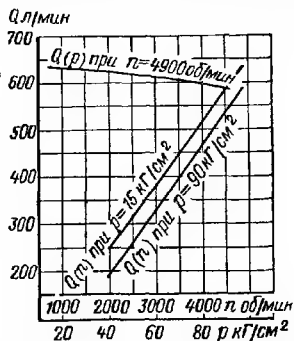
Этот экспериментальный образец представляет интерес с точки зрения исследования возможности получения очень больших расходов при сравнительно высоком давлении при помощи качающего узла, состоящего из одной пары шестерен.

На фиг. 74 приведена характеристика $Q=Q(n)$ насоса № 4 со следующими параметрами: модуль $m=5$ мм, ширина зуба $b=32$ мм, число зубьев $z=8$ при рекомендуемой системе корригирования. Шестерни насоса имеют малые окружные скорости (3,75 м/сек). Насос обладает достаточным кавитационным запасом и высоким объемным к. п. д., доходящим до $\eta_v=0,96$ при давлении

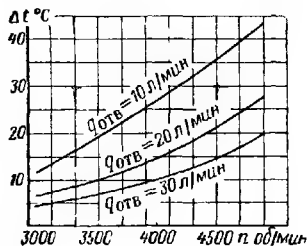
нагнетания в нагнетающей ступени $p=100$ кг/см² и температуре масла 20—30° С.

На фиг. 75 приведена характеристика двухроторного насоса.

Как видно из характеристики, на максимальном режиме насос обладает высоким объемным к. п. д. (91%), хотя рабочей жидкостью насоса является керосин и давление нагнетания равно 90 кг/см².



Фиг. 75 Характеристика насоса № 5.



Фиг. 76 Характеристика нагреза насоса № 5

На фиг. 76 показаны кривые зависимости температуры нагрева рабочей жидкости от производительности (числа оборотов) при включенном насосе, но работающем, благодаря наличию специального клапана сброса давления, под небольшим перепадом, порядка 5 кг/см^2 . Кривые даны для 3-х случаев: количество свежей жидкости, засасываемой насосом, составляет 10 л/мин, 20 л/мин и 30 л/мин.

§ 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПО ГИДРОМОТОРАМ

Приведенные ниже характеристики гидромоторов показывают возможность использования шестеренных насосов в качестве гидравлических двигателей в большом диапазоне мощностей и опровергают распространение мнение о нецелесообразности применения шестеренных гидромоторов вследствие их низкого к. п. д.

Исследование гидромотора МНШ-46 завода им. Буденного проводилось 3 организациями: заводом-изготовителем, институтом ГВФ [28] и ВИМ [29].

При исследовании ставились задачи:

а) определить зависимость объемного, механического и общего к. п. д. насоса НШ-46 от числа оборотов и давления масла, а также к. п. д. того же насоса, работающего в режиме гидромотора, от числа оборотов и температуры масла;

б) определить зависимость крутящего момента, развиваемого гидромотором, от давления масла и числа оборотов;

в) определить величину необходимого давления для преодоления момента срабатывания.

Как видно из приведенных ниже характеристик, результаты исследований значительно отличаются между собой, что является, по-видимому, следствием различной методики испытаний и неточности замеров исследуемых параметров.

Заводом им. Буденного определялись характеристики гидроредуктора (фиг. 77 и фиг. 78) и гидромотора (фиг. 79 и фиг. 80) по изложенному методу сравнения режимов работы гидромотора с режимами аналогичного тормозного насоса.

Эти характеристики показывают высокий к. п. д. гидромотора (см. приведенные данные мотор-насоса МНШ-46).

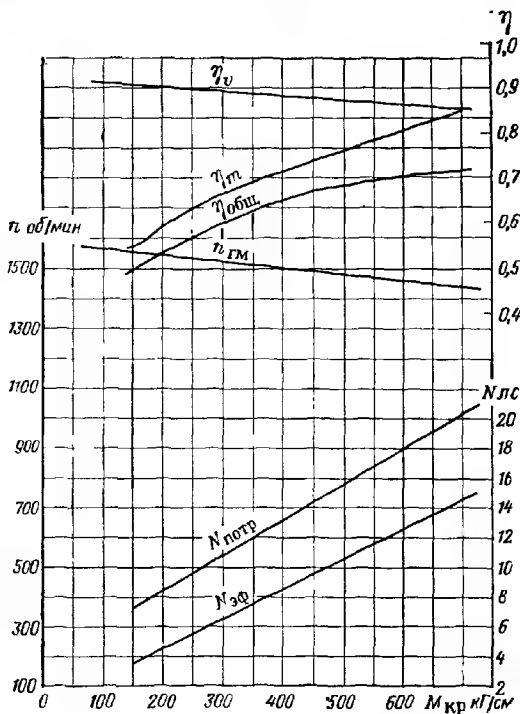
Характеристики снимались с обычного серийного насоса.

Изменение разгрузочных канавок на втулках привело к улучшению этих характеристик.

В книге не приведена характеристика того же гидромотора с разгрузкой от радиальных усилий. Разгрузка была осуществлена неправильно, так как шестерня имела малое число зубьев ($z=8$) и подвод жидкости с линии нагнетания чрезмерно близко к линии всасывания при больших радиальных зазорах, привел к резкому снижению объемного к. п. д.

На фиг. 80 дана характеристика того же гидромотора со скосами на профиле зуба ведомой шестерни, предложенными автором и описанными выше.

Эффективность этого мероприятия видна по величине и стабильности механического к. п. д. гидромотора.



Фиг 77 Характеристика гидropердачи

Краткие результаты испытания того же гидромотора приведены в работе [28]:

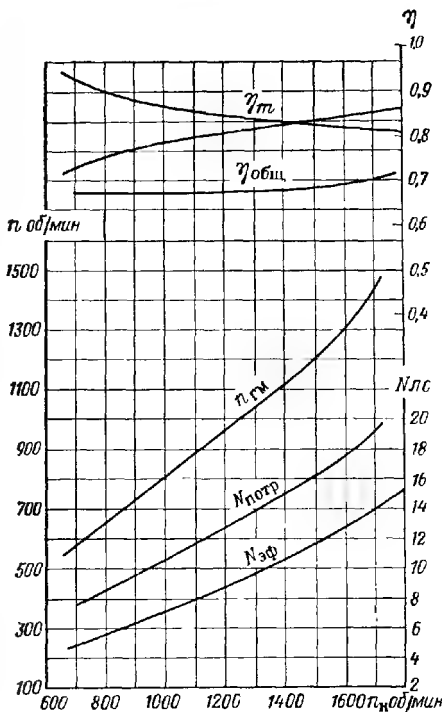
1. При оборотах $n=1340$ об/мин, давлении $p=100$ кг/см² и температуре масла 50°C объемный к. п. д. насоса составлял 0,936 (производительность 60,4 л/мин, фиг. 81).

2. Максимальное значение общего к. п. д. насоса и гидромотора составляет $\eta_{\text{общ}}=0,68$ и соответствует рабочему давлению $p=-60$ кг/см² (фиг. 82).

Значение $\eta_{\text{общ}}$ значительно ниже величин, полученных при указанных выше исследованиях, а также ниже значений, полученных при исследовании в ВИМ (см. фиг. 85).

3. Значение механического к. п. д. насоса и гидромотора:

а) возрастает с увеличением температуры масла с 40 до 80° С от $\eta_m=0,577$ до $\eta_m=0,687$ при рабочем давлении $p=40 \text{ кг/см}^2$ и оборотах $n=875 \text{ об/мин}$ (фиг. 83) (в связи с уменьшением вязкого трения);



Фиг 78 Характеристика гидропередачи

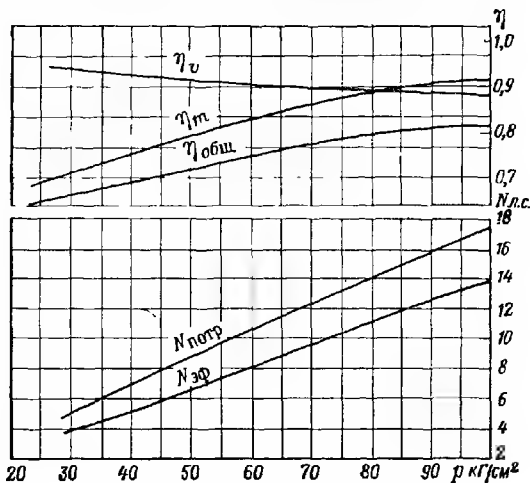
б) понижается с повышением числа оборотов (см. фиг. 83).

4. Средний момент страгивания при проворачивании валика вручную составил 0,09 $\text{кг}\cdot\text{м}$.

5. Максимальная величина момента при страгивании гидромотора под нагрузкой составляла 2,7 $\text{кг}\cdot\text{м}$ при давлении 80 кг/см^2 (фиг. 84).

Некоторое увеличение срагивающего момента, полученное за счет дросселирования жидкости, подводимой к торцам втулок, показано на фиг. 84, кривая а.

На фиг. 85 приведены характеристики того же гидромотора МНШ-46 по данным работы [29]. К. п. д. гидромотора, по этим данным, значительно выше, чем по экспериментальным материалам, приведенным в трудах [28] и указанным выше.



Фиг. 79. Характеристика гидромотора.

На фиг. 86 приведены характеристики авиационного гидромотора, работавшего как в режиме насоса, так и в режиме двигателя.

Вход и выход были сделаны в насосе симметричными. Насос сделан со «следящим» поджимом по схеме № 2. Вход насоса и гидромотора один и тот же, т. е. линия всасывания насоса являлась линией высокого давления гидромотора.

Предлагаемые фаски на профиле зуба были сделаны на рабочей стороне ведомой шестерни и нерабочей стороне ведущей шестерни, если речь идет о режиме насоса.

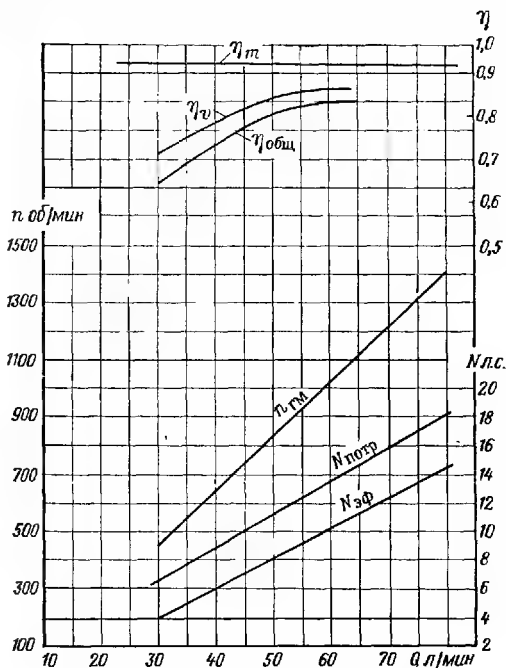
Разгрузочные канавки были также сделаны как на подпятнике ведущей шестерни, так и на подпятнике ведомой.

Радиальной разгрузки подшипников не было сделано, хотя при правильном выборе мест подвода жидкости для разгрузки следует признать это мероприятие рациональным.

Как видно из этих характеристик, данный гидромотор можно рационально использовать при оборотах, не превышающих $n =$

$= 6000 \text{ об/мин}$, так как при дальнейшем повышении оборотов резко растет мощность холостого хода.

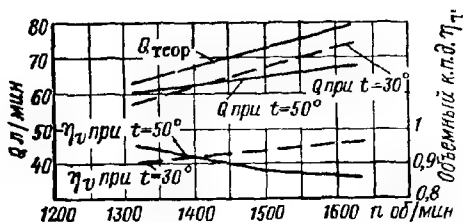
В работе [7] подчеркивается широкое распространение гидропривода в угольной промышленности. В разработанном параметрическом ряду гидродвигателей и насосов значительное место отводится шестеренным высокомоментным гидродвигателям до M —



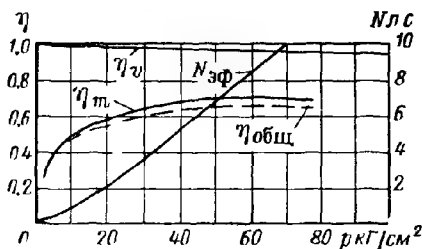
Фиг. 80. Характеристика гидромотора

$= 160 \text{ кг-м}$ при числе оборотов от $n = 180 \text{ об/мин}$ до $n = 1000 \text{ об/мин}$. В статье приводятся основные данные двух типов высокомоментных реверсивных шестеренных двигателей-насосов ДНШ-150д и ДНШ-75р, предназначенных для привода комбайнов, проходческих машин, конвейеров и др.

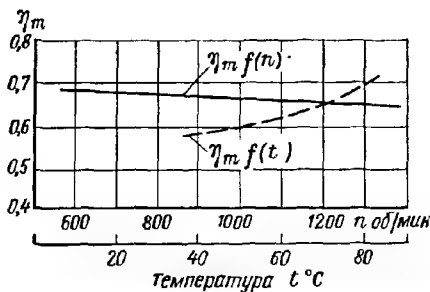
Эти гидродвигатели выполнены с гидравлической компенсацией торцовых зазоров при помощи «следающего» поджима, осуществляемого жидкостью, подводимой из каждой зоны к поршню. В них



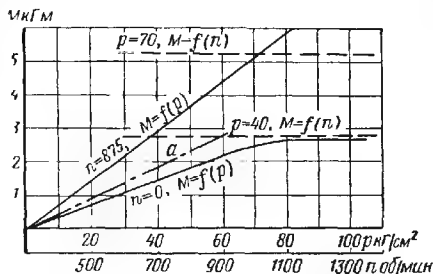
Фиг. 81 Зависимость производительности насоса НШ-46 от оборотов при $p=100 \text{ кг/см}^2$.



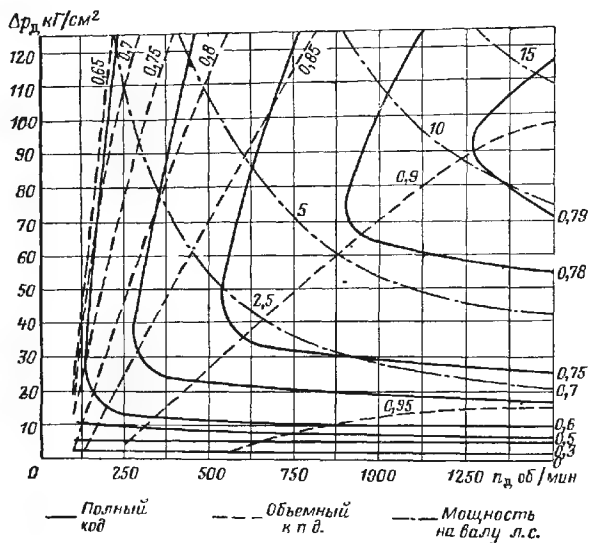
Фиг. 82 Зависимость объемного, механического и общего к п д насоса НШ-46 от давления жидкости при температуре масла 50°C .



Фиг. 83 Зависимость механического к п д мотора МШН-46 от числа оборотов и температуры при постоянном давлении $p=40 \text{ кг/см}^2$



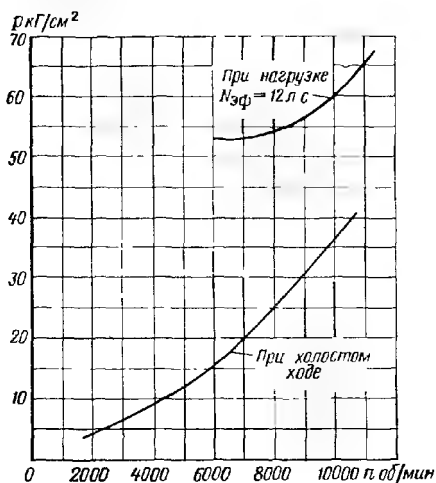
Фиг. 84 Зависимость крутящего момента, развиваемого насосом НШ 46, используемым в качестве гидромотора, от давления и числа оборотов. Температура масла 60° С



Фиг. 85 Характеристика шестеренного гидромотора НШ-46

осуществлена также разгрузка от радиальных сил, путем соединения накрестлежащих каналов, подводящих жидкость к рабочим полостям.

Несмотря на перечисленные осложнения, по сравнению с другими типами гидродвигателей, указанные шестеренные двигатели-



Фиг 86 Характеристика гидромотора.

насосы отличаются простотой, надежностью, высоким к. п. д. Возможность их широкого применения обусловлена также взаимозаменяемостью двигателя и насоса.

В заключение приводим в табл. 5 и 6 основные данные упомянутых гидравлических двигателей.

Таблица 5

Характеристика мотор-насоса МНШ-46

Основные параметры	В режимс мотора	В режимс насоса
Номинальный расход за 1 оборот в $см^3$	46,5	46,5
Максимальный крутящий момент в $кг·м$	6,9	—
Максимальный страгивающий момент в $кг·м$ (под нагрузкой)	5,6	—
Максимальная отдаваемая мощность в $л·с$	14	—

Продолжение

Основные параметры	В режиме мотора	В режиме насоса
Пределы изменения числа оборотов в минуту	300—1600	1100—1600
Рабочее давление в кг/см^2	100	100
Давление регулировки предохранительного клапана в кг/см^2	135	135
Объемный к. п. д. в % (не ниже) *	90	90
Общий к. п. д. в % (не ниже) *	75	75
Рекомендуемая рабочая жидкость	Масло дизельное ДП-11, ГОСТ 5304—54	
Направление вращения	Правос	Левос
Вес в кг	7,2	7,2

* При испытании на масле марки ДП-11, температуре 50°C , разрежении на входе 150 мм рт. ст., давлении 100 кг/см^2 и числе оборотов приводного вала 1600 об/мин.

Таблица 6

Характеристики мотор-насосов ДНШ-75Р и ДНШ-150РД

	В режиме насоса				В режиме двигателя					
	л/мин	кг/см^2	об/мин	квт	л/об	кг/см^2	$\text{кг}\cdot\text{м}$	об/м	к. п. д.	
									объемный	полный
ДНШ-75Р	60	100	1500	15,7	0,0515	100	6,7	1000	0,79	0,61
						80	5,3	1000	0,84	0,68
ДНШ-150РД	550	100	750	70	0,75	100	120	1000 180	0,96 0,8	—
						80	90	1000 180	0,98 0,9	—

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

Пример 1. Требуется рассчитать насос производительностью $Q_n = 120$ л/мин при максимальном давлении в нагнетающей магистрали $p = 85$ кг/см² и числе оборотов насоса $n = 3000$ об/мин.

Задаваясь объемным к. п. д. насоса $\eta_v = 0,85$, получим теоретическую производительность насоса:

$$Q_t = \frac{Q_n}{0,85} = 145 \text{ л/мин.}$$

А Определение геометрических элементов

1. Определяем предварительно модуль шестерен по формуле (201)

$$m = (0,24 \div 0,44) \sqrt{120} = 2,7 \div 4,9 \text{ мм.}$$

Останавливаемся на модуле $m = 4,5$ мм.

2. Принимаем следующие размеры качающего узла:

$$z = 10; b = 35 \text{ мм.}$$

Следовательно, удельная производительность равна

$$q' = \frac{145}{35 \cdot 3} = 1,4 \text{ см}^3.$$

3. По номограмме I (фиг. 55) находим, что горизонталь $q' = 1,4$ см³ пересекает модули от 4 до 5, так что выбор модуля ($m = 4,5$ мм) оправдывается.

Эта горизонталь пересекает прямую модуля $m = 4,5$ на вертикали $z = 11$

Следовательно, требуемая производительность насоса при заданных оборотах и принятой ширине зуба может быть получена при некорригированном зубе при модуле $m = 4,5$ и числе зубьев $z = 11$.

4. С целью улучшения зацепления в соответствии с требованиями, предъявляемыми к шестеренному насосу, останавливаемся на корригированном зубе, принятом нами, сохраняя расстояние между центрами то же, что и полученное при выборе некорригированного зуба; принимаем $m = 4,5$ и $z = 10$.

5. По табл. 1 определяем:

расстояние между центрами

$$A_n = 11 \cdot 4,5 = 49,5 \text{ мм;}$$

диаметр окружности головок

$$D_e = 13 \cdot 4,5 = 58,5 \text{ мм;}$$

$$R_e = 29,25 \text{ мм.}$$

6. По номограмме V (фиг. 59) проверяем производительность $q' = \frac{Q_t}{b n}$. Получаем $q' = 1,41$ см³.

7. Определяем геометрические элементы и другие параметры насоса по табл. 1 графа $z=10$:

- 1) $A_7 = 10 \cdot 4,5 = 45 \text{ мм}$;
- 2) $A_8 = 11 \cdot 4,5 = 49,5 \text{ мм}$;
- 3) $D_e = 13 \cdot 4,5 = 58,5 \text{ мм}$;
- 4) $D_i = 8,69 \cdot 4,5 = 39 \text{ мм}$;
- 5) $d_o = 9,3969 \cdot 4,5 = 42,286 \text{ мм}$;
- 6) $t_o = 2,9521 \cdot 4,5 = 13,285 \text{ мм}$;
- 7) $\alpha = 31^\circ 19'$;
- 8) $\xi m = 0,595 \cdot 4,5 = 2,68 \text{ мм}$;
- 9) $\bar{S} = 1,6813 \cdot 4,5 = 7,564 \text{ мм}$, принимаем $S = 7,61_{-0,05} \text{ мм}$;
- 10) $h = 1,0646 \cdot 4,5 = 4,790 \text{ мм}$;
- 11) $M = 4,975 \cdot 4,5 = 22,387 \text{ мм}$, принимаем $M = 22,43_{-0,04} \text{ мм}$;
- 12) $S_e = 0,2886 \cdot 4,5 = 1,3 \text{ мм}$;
- 13) $\Delta = 0,08 \cdot 4,5 = 0,36 \text{ мм}$;
- 14) $e = 1,106$;
- 15) $c_{\max} = 1,725 \cdot 4,5 = 7,76 \text{ мм}$, принимаем $c_{\max} = 7,75_{-0,25}$;
- 16) $y' = 3,2 \cdot 10^{-6} \cdot 4,5 = 14,4 \cdot 10^{-6}$;
 $y = 44,4 \cdot 10^{-6} \cdot 35 \cdot 3000 = 1,5 \text{ мм}$.

Принимаем, что канавки имеются на обоих торцах; глубина каждой канавки $1,5_{+0,5} \text{ мм}$;

- 17) Площадь поджатия

$$S_n = \frac{\pi}{2} \left(29,25^2 - \frac{19,5^2 - 15^2}{2 \ln \frac{19,5}{15}} \right) \cong 900 \text{ мм}^2;$$

- 18) Снос центра тяжести площади

$$y = 0,3 \frac{29,25^3 - \frac{19,5^3 - 15^3}{3 \ln \frac{19,5}{15}}}{29,25^2 - \frac{19,5^2 - 15^2}{2 \ln \frac{19,5}{15}}} = 9,9 \text{ мм}.$$

Определяем координату y_3

$$S_3 = S_1 - S_2 - S,$$

где

$$S_1 = \frac{\pi D_e^2}{4} = \frac{\pi \cdot 58,5^2}{4} = 2688 \text{ мм}^2;$$

$$S_2 = \frac{R_e^2}{2} \left(\frac{\pi}{180} \alpha - \sin \alpha \right); \quad \alpha = 2 \arccos \frac{r}{R_e};$$

$$\alpha = 2 \arccos \frac{24,75}{29,25} = 64,41^\circ = 1,124166 \text{ рад};$$

$$\sin \alpha = \sin 64,41 = 0,901908;$$

$$\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha = 1,124166 - 0,901908 = 0,2222586;$$

$$S_2 = \frac{29,25^2}{2} 0,2222586 = 95,078 \text{ мм}^2.$$

Выше была найдена площадь поджатия $S_{\Pi}=900 \text{ мм}^2$. Следовательно:

$$S_3=2688-95,08-900=1693 \text{ мм}^2,$$

откуда

$$D_3 = \sqrt{\frac{1693 \cdot 4}{\pi}} \approx 46 \text{ мм};$$

$$y_3 = y \frac{S}{S_3} = 9,9 \frac{925}{1693} = 5,3 \text{ мм}.$$

Расстояние между центрами окружностей диаметром 58,5 и 46 мм равно 5,3 мм.

Следовательно, минимальное расстояние от внешней окружности кольца до наружной окружности подпятника

$$29,25 - (23 + 5,3) = 0,95 \text{ мм}.$$

19. При найденных геометрических параметрах производительность насоса на 1 мм ширины зуба и на 1 оборот составляет:

$$q' = 70,68 \cdot 4,5^2 = 1,43 \text{ см}^3; \quad q'' = 70,835 \cdot 4,5^2 = 1,44 \text{ см}^3.$$

Следовательно, даже по первому варианту формулы производительность достаточна.

Б. Определение прочности элементов конструкции

1. Определение опорных реакций шестерен

$$1) Q_2^2 = 21,143^2 + \left[21,143 \cdot 0,6085 - \left(11,03 - \frac{13,285 \cdot 1,1063}{2} \right) \right]^2 = 446,9 + \\ + \left[12,872 - \left(11,03 - \frac{14,697}{2} \right) \right]^2 \approx 530 \text{ мм}^2; \quad Q_2 = 23 \text{ мм};$$

$$2) \theta = \arcsin \frac{(11,03 - 6,643 \cdot 1,1063) 0,8543}{23} = \arcsin 0,137; \quad \theta = 8^\circ;$$

$$3) \gamma_e = \arccos \frac{9,3969}{13} = \arccos 0,7228; \quad \gamma_e = 43,71^\circ; \quad \text{inv } \gamma_e = 0,19307;$$

$$4) \text{inv } \alpha = 0,06185; \quad \text{inv } (\alpha - \theta) = \text{inv } 23,32 = 0,0241; \quad \psi = 0,5 \cdot 3,1416 + \\ + 0,19307 - 0,1237 + 0,0241 \approx 1,67 \text{ рад}; \quad \psi \approx 96^\circ;$$

$$5) \varphi_{01} = \arcsin \frac{24,75 - 12,5}{29,25} + 270 - (96 - 8) = 25 + 270 - 88 = 207^\circ;$$

$$6) \frac{\varphi_{01}^2}{2\pi} = n + \text{дробь} = \frac{207 \cdot 10}{360} \approx 5,7; \quad n = 5; \quad \varphi_0 = \frac{2\pi}{z} n = \frac{360}{10} 5 = 180^\circ;$$

$$7) \varphi_0' = \pi - (\psi - \theta) = 180 - (96 - 8) = 92^\circ;$$

$$8) \varphi_0'' = \varphi_0 - \varphi_0' = 180 - 92 = 88^\circ;$$

9) проекции на оси X и Y гидравлических сил, действующих со стороны нагнетания:

$$P_{rx} = 85 \cdot 3,5 (2,3 \sin 8^\circ + 2,925 \sin 88^\circ) \approx \\ \approx 300 (2,3 \cdot 0,14 + 2,92) = 300 (0,322 + 2,92) = 975 \text{ кг};$$

$$P_{ry} = 85 \cdot 3,5 (2,925 \cos 88^\circ - 2,3 \cos 8^\circ) = \\ = 300 (2,925 \cdot 0,0349 - 2,3 \cdot 0,9903) = -668 \text{ кг};$$

10) проекции на оси X и Y гидравлических сил, действующих в переходной зоне от нагнетания к всасыванию:

$$P'_{гx} = -\frac{85 \cdot 3,5 \cdot 2,925}{3,1416} (3,1416 \cdot 0,9994 - 0,0349 - 0,0349) = -280 \cdot 3,07 = -860 \text{ кг};$$

$$P'_{гy} = -\frac{35 \cdot 3,5 \cdot 2,925}{3,1416} (0,9994 + 0,9994 + 3,1416 \cdot 0,0349) = -280 \cdot 2,1084 = -590 \text{ кг};$$

11) крутящий момент, передаваемый ведомой шестерней:

$$M_k = 85 \cdot 3,5 \frac{2,925 - 2,32}{2 \cdot 0,85} = 570 \text{ кг} \cdot \text{см};$$

12) нормальное давление на зуб

$$N_d = \frac{M_k}{r_o} = \frac{570}{2,114} = 270 \text{ кг};$$

13) проекции на оси X и Y нормального давления:

$$N_{dx} = 270 \cdot 0,51982 = 140 \text{ кг};$$

$$N_{dy} = -270 \cdot 0,85128 = -230 \text{ кг};$$

14) проекции равнодействующей этих сил на оси X и Y :

$$X = 975 - 860 + 140 = 255 \text{ кг};$$

$$Y = -668 - 590 - 230 = -1488 \text{ кг};$$

15) равнодействующая этих сил

$$P = \sqrt{X^2 + Y^2} = \sqrt{255^2 + 1488^2} \approx 1500 \text{ кг};$$

16) опорные реакции ведомой шестерни

$$R_A = R_B = \frac{1500}{2} = 750 \text{ кг}.$$

2. Расчет роликового подшипника

Размеры роликоподшипника:

$$d_p = 8 \text{ мм}; \quad D_n = 26 \text{ мм};$$

$$l_p = 16 \text{ мм}; \quad z' = 10;$$

1) коэффициент работоспособности подшипника

$$C = 55(z')_d^{0,7} d_p l_p = 55 \cdot 10^{0,7} \cdot 8 \cdot 16 = 55 \cdot 5,01 \cdot 128 = 35270 \text{ кг};$$

2) долговечность подшипника в час:

$$R_A(nh)^{0,3} = C;$$

$$(nh)^{0,3} = \frac{C}{R_A} = \frac{35270}{750} = 47;$$

$$0,31g(nh) = \lg 47 = 1,6721;$$

$$\lg(nh) = 5,573;$$

$$nh = 374000;$$

$$h = \frac{374000}{3000} \approx 125 \text{ час}.$$

3. Расчет цапфы ведомой шестерни

(материал — сталь ЭИ274)

1) Прочность в сечении с—с:

$$M_n = 748 \left(\frac{1,6}{2} + 0,7 \right) = 1130 \text{ кг·см};$$

$$W_n = \frac{\pi \cdot 2,6^3}{32} (1 - 0,54) = 1,618 \text{ см}^3;$$

$$\sigma_n = \frac{1130}{1,62} \approx 700 \text{ кг/см}^2;$$

$$n_\sigma = \frac{5000}{3 \cdot 700} = \frac{500}{21} \approx 2,4;$$

2) определение прогиба цапфы ведомой шестерни в сечении с—с;

$$qb = P = 1500 \text{ кг}; E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2;$$

$$J_1 = J_2 = \frac{\pi}{64} (D_{ц1}^4 - d_{ц}^4) = 0,0491 (2,6^4 - 1,3^4) = 2,243 \text{ см}^4;$$

$$J_3 = \frac{\pi}{64} (D_{ц3}^4 - d_{ц}^4) = 0,0491 (4,95^4 - 1,3^4) = 28 \text{ см}^4;$$

$$a = 16 \text{ мм}; c = 7 \text{ мм}; b = 35 \text{ мм};$$

$$y = \frac{1500 \cdot 1,6}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \left[\frac{3 \cdot 1,6^2}{2,243} + \frac{12 \cdot 0,7 (1,6 + 0,7)}{2,243} + \frac{2 \cdot 3,5 (3 \cdot 1,6 + 6 \cdot 0,7 + 35)}{28} \right] =$$

$$= \frac{2400}{100,8 \cdot 10^6} (3,424 + 8,613 + 3,125) = \frac{2400}{100,8} 15,16 \cdot 10^{-6} \text{ см}; y = 3,5 \text{ мк}.$$

4. Расчет рессоры

(материал — сталь ЭИ274)

Прочность сечения рессоры определяем в следующем порядке:

$$N = \frac{P Q_T}{450 \eta_{\text{тех}}} = \frac{85 \cdot 145}{450 \cdot 0,85} = 33 \text{ л. с.};$$

$$M_k = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{33}{3000} = 788 \text{ кг·см};$$

$$W_k = 0,2 d_2^3 = 0,2 \cdot 1,25^3 = 0,39 \text{ см}^3;$$

$$\tau_m = \frac{M_k}{W_k} = \frac{788}{0,39} \approx 2000 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент асимметрии цикла

$$r_{ц} = \left(1 - \frac{\pi^2 \cdot 0,88}{4 \cdot 12} \right)^3 = 0,545;$$

запас прочности

$$n_\tau = \frac{5500}{2000} \cdot \frac{1}{1 + 2,8 \frac{0,455}{1,545}} = 1,5.$$

В. Проверка кавитационного запаса насоса

При расчетной высоте $H=15000$ м $p_H=0,15$ кг/см².

Исходные данные:

$$\Delta p_{\text{п.н}} = 1,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$p_{\text{г}} = 0,8 \text{ кг/см}^2;$$

$$d_{\text{вх}} = 25 \text{ мм}; F_{\text{вх}} = 490 \text{ мм}^2;$$

$$p_t = 0,25 \text{ кг/см}^2.$$

Проверяем правильность принятой величины минимального избыточного давления, создаваемого подкачивающим насосом

$$\Delta p_{\text{п.н}} = p_t + p_{\text{г}} - p_H + 0,3 + \gamma m^2 n^2 \times$$

$$\times \left[12,4(z - 0,2) + \frac{5,65^2 m^2}{F_{\text{вс}}} (z + 0,2)^2 \right] \cdot 10^{-8};$$

$$\Delta p_{\text{п.н}} = 0,25 + 0,8 - 0,15 + 0,3 - 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 4,52 \cdot 3000^2 \times$$

$$\times \left(12,4 \cdot 10,8 + \frac{5,6 \cdot 352 \cdot 4,5}{490^2} \cdot 11,2^2 \right);$$

$$\Delta p_{\text{п.н}} = 1,2 + 145,8(133,9 + 57,1536 \cdot 1,2544) 10^{-5} \approx 1,5 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 2. Так как в приведенном примере напряжения в зубе шестерни небольшие и нецелесообразно вследствие этого вести расчет на усталостные напряжения, даем также пример расчета сильно нагруженной шестерни насоса на усталостные контактные напряжения сдвига и напряжения изгиба.

А. Расчет на усталостные контактные напряжения сдвига

1. Режимы работы насоса приведены в табл. 7.

2. За номинальный крутящий момент принимаем $M_{\text{мах}}$, соответствующий $N_1=95$ л. с.

Т а б л и ц а 7

Режимы работы насоса

№ режима	T_i	p_i	N_i	n
1	10	100	95	5000
2	1	75	72	5000
3	1	60	58	5000
4	1	45	42	5000
5	1	30	28	5000
6	100	20	20	5000

Тогда $K_1 = 1$.

3. $K_2 = \theta_1(1 - m_p) + m_p$;

$$m_p = \frac{\sum m_i t_i}{\sum t_i}; m_i = \frac{M_i}{M_{\text{мах}}} = \frac{N_i}{N_{\text{мах}}}; t_i = \frac{T_i}{T} \frac{n_i}{n_{\text{ср}}}.$$

Определяем значения m_i и t_i для режимов, приведенных в табл. 7

$$m_1 = 1; \quad m_2 = \frac{72}{95} = 0,76; \quad t_1 = \frac{10}{114} = 0,087;$$

$$m_3 = \frac{58}{95} = 0,61; \quad t_2 = t_3 = t_4 = t_6 = \frac{1}{114} = 0,0087;$$

$$m_4 = \frac{42}{95} = 0,44; \quad t_6 = \frac{100}{114} = 0,87;$$

$$m_5 = \frac{28}{95} = 0,29;$$

$$m_6 = \frac{20}{95} = 0,21.$$

Откуда

$$\Sigma t_i = 0,087 + 0,0087 \cdot 4 + 0,87 = 1;$$

$$m_1 t_1 = 1 \cdot 0,087 = 0,087;$$

$$m_2 t_2 = 0,76 \cdot 0,0087 = 0,0066;$$

$$m_3 t_3 = 0,61 \cdot 0,0087 = 0,0053;$$

$$m_4 t_4 = 0,44 \cdot 0,0087 = 0,0038;$$

$$m_5 t_5 = 0,29 \cdot 0,0087 = 0,0025;$$

$$m_6 t_6 = 0,21 \cdot 0,87 = 0,183.$$

$$\overline{\Sigma m_i t_i} = 0,288$$

Таким образом $m_p = 0,288$.

Определяем

$$\theta_1 = 1 + 0,1 \left(\frac{b}{d} \right)^2.$$

В данном случае при $d = 5,5$ см, $b = 5,0$ см:

$$\theta_1 = 1 + 0,1 \left(\frac{5}{5,5} \right)^2 \approx 1,08.$$

Следовательно:

$$K_2 = 1,08(1 - 0,288) + 0,288 \approx 1,05.$$

$$4. K_4 = \frac{u}{P_{л\max}} + 1.$$

Дано: $\Delta'_0 = 15 \sqrt{2} = 22$ мк; $v = 14$ м/сек;

$$\delta = 5 \text{ мк}, \quad A = 5,5 \text{ см}.$$

Определяем

$$u = 0,8 \cdot 14 \sqrt{5,5(22 - 5)} = 119 \text{ кг/см};$$

$$P_{л\max} = \frac{80 \cdot 95 \cdot 1,05}{14 \cdot 5} = 115 \text{ кг/см}.$$

Тогда

$$K_4 = \frac{119}{115} + 1 \approx 2.$$

$$5. K_8 = \sqrt[3]{\frac{N_{\text{н.с}}}{N_{\text{н}}}};$$

$$N_{\text{н}} = 60 \cdot 5000 \cdot 114 = 3,42 \cdot 10^7;$$

$$N_{\text{н.с}} = 60 n_{\text{ср}} T_{\text{с}};$$

$$T_{\text{с}} = T \Sigma t_i (m'_i)^3; m'_i = 1 - \frac{1 - m_i}{K_4 - m_p \Phi}; \Phi = 1 - \frac{1}{\theta_1};$$

$$\Phi = 1 - \frac{1}{1,08} = 0,065;$$

$$K_4 - m_p \Phi = 2 - 0,288 \cdot 0,065 = 2 - 0,0185 = 1,9815.$$

Сводные данные приведены в табл. 8

$$T_{\text{с}} = 114 \cdot 0,291 = 33 \text{ час};$$

$$N_{\text{н.с}} = 60 \cdot 5000 \cdot 33 = 0,99 \cdot 10^7.$$

Следовательно:

$$K_8 = \sqrt[3]{\frac{0,99 \cdot 10^7}{3,42 \cdot 10^7}} = \sqrt[3]{0,2895} = 0,66.$$

Таблица 8

№ режима	m_i	$1 - m_i$	$\frac{1 - m_i}{K_4 - m_p \theta_1}$	m'_i	$(m'_i)^3$	t_i	$t_i (m'_i)^3$
1	1	0	0	1	1	0,087	0,087
2	0,76	0,24	0,122	0,878	0,677	0,0087	0,0059
3	0,61	0,39	0,197	0,803	0,518	0,0087	0,0045
4	0,44	0,56	0,283	0,717	0,369	0,0087	0,0032
5	0,29	0,71	0,358	0,642	0,265	0,0087	0,0023
6	0,21	0,79	0,4	0,6	0,216	0,87	0,188
							$\Sigma t_i (m'_i)^3 = 0,291$

6. Определяем суммарный коэффициент K :

$$K = 1 \cdot 1,05 \cdot 2 \cdot 0,66 = 1,39.$$

7. Находим расчетную нагрузку:

$$\left(\frac{N}{n}\right)_p = \left(\frac{N}{n}\right)_n K;$$

$$\left(\frac{N}{n}\right)_p = \frac{95}{5000} = 0,019;$$

$$\left(\frac{N}{n}\right)_p = 0,019 \cdot 1,39 = 0,0264 \text{ л. с./об/мин.}$$

8. Определяем контактные напряжения сдвига:

$$\tau_k = \frac{10^5}{A} \sqrt{\left(\frac{N}{n}\right)_p \frac{8}{b} \frac{\sin 40^\circ}{\sin 62^\circ}};$$

$$\tau_k = \frac{10^5}{5,5} \sqrt{0,02 \frac{8}{5}} = \frac{10^5}{5,5} \sqrt{0,0322} = \frac{10^5}{5,5} 0,18 = 3300 \text{ кг/см}^2.$$

$$9. R_{\text{сдв}} = 80 R_C \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\text{ц}}}} = 80 \cdot 60 \sqrt[6]{\frac{10^7}{3,42 \cdot 10^7}} = 4800 \sqrt[6]{0,2924} = 4800 \cdot 0,8147 = 3910 \text{ кг/см}^2, \text{ т. е. } \tau_k < R_{\text{сдв}}.$$

Б. Расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$1. K_{4и} = 1 + \left(\frac{C}{R_C}\right)^2; K_{4и} = 1 + \left(\frac{3000}{3910}\right)^2 = 1,59.$$

$$2. K_{3и} = 1.$$

$$3. K_{и} = K_1 K_2 K_{3и} K_{4и}; K_{и} = 1 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,59 = 1,67.$$

$$4. \sigma_{и} = 0,5 \left(\frac{3730}{900}\right)^2 \frac{10}{0,064} \frac{1,67}{1,39} = 1600 \text{ кг/см}^2.$$

$$5. R_{и} = \frac{2 \cdot 5000}{2 \cdot 1,2 \left(1 + \frac{5000}{1,2 \cdot 10^6}\right)} = 2930 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, $\sigma_{и}$ значительно ниже допускаемых напряжений $R_{и}$.

Пример 3. Расчет овальных колес (фиг. 87).

Исходные данные

1. Модуль $m=0,8$.

2. Число зубьев $z=42$.

3. Расстояние между центрами $2a=32,7 \text{ мм}$

4. Ширина зуба $b=35 \text{ мм}$.

5. Большая полуось овала $a(1+e)=20,265 \text{ мм}$.

6. Меньшая полуось вала $a(1-e) 12,435 \text{ мм}$.

7. Отношение разности полуосей к их сумме

$$e = \frac{20,265}{16,35} - 1 = 0,23945;$$

$$e^2 = 0,057336; \quad a(1-e^2) = 15,4125552.$$

$$8. k^2 = \frac{2,934128}{1,1720082} = 0,1956848; \quad k = 0,442363.$$

$$9. \sin \theta = 0,442363; \quad \theta = 26,25474^\circ = 26^\circ 15,285'.$$

10. Полный эллиптический интеграл 2-го рода

$$E_{и} = 1,490872.$$

При подсчете величин E_H и $E(\psi; \theta)$, приведенных в табл. 9, пользуемся пятизначными математическими таблицами [36], определяя значения $E(\psi; \theta)$ и интерполируя их как по углу ψ , так и по величине θ .

Проверяем правильность заданных полюсов.

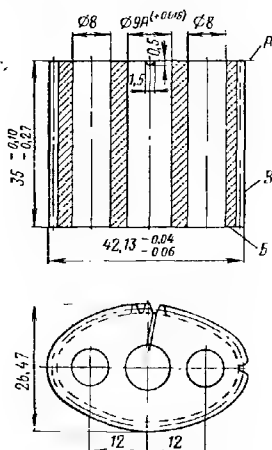
Длина половины центронды:

$$\frac{S}{2} = 2a \sqrt{3e^2 + 1} = 2 \cdot 16,35 \sqrt{1,1720082} \cdot 1,490872 = 52,778.$$

Эта же длина должна быть равна длине рейки:

$$\frac{S}{2} = m \cdot \frac{z}{2} = 0,8 \cdot 3,1416 \cdot 21 = 52,7787.$$

Полученные длины весьма близко совпадают.



Фиг. 87. Овальное колесо ($m = -0,8$; $z = 42$; $\alpha = 15^\circ$)

Определяем производительность за 1 оборот:

$$\begin{aligned} \frac{\theta}{n} &= 2\pi b \{ [a(1+e) + m]^2 - a^2 \sqrt{1-e^2} \} = \\ &= 2\pi \cdot 3 \cdot 5 (20,265 + 0,8)^2 - \sqrt{1 - 0,05733607} \cdot 16,35^2 = \\ &= 219,913 (443,734 - 267,3225 \cdot 0,97091) = 219,913 \cdot 184,1881 = \\ &= 40505 \text{ мм}^3/\text{об} = 4 \cdot 0,505 \text{ см}^3/\text{об} = 0,0405 \text{ л/об}. \end{aligned}$$

По приведенным формулам составляем табл. 9 для значений от 0 до 90° через 1° .

В этой таблице приведены числовые значения через каждые 2° .

φ°	$\cos 2\varphi$	$\sin 2\varphi$	$r = \frac{a(1-e^2)}{1-e \cos 2\varphi}$	$\lg r = \frac{1-e \cos 2\varphi}{2e \sin 2\varphi}$	φ°	$P' = r \sin \mu$	$P' = r \cos \mu$	$\alpha = 90^\circ + \varphi - \mu$
0°	1	0	20,265		90°	20,265	0	0
1	0,999391	0,034899	20,26111	45,51433	88,7413	20,25622	0,445055	2,25865
3	0,994522	0,104528	20,23010	15,21941	86,2407	20,18658	1,326371	6,75925
5	0,984808	0,173648	20,16853	9,18937	83,7894	20,05016	2,181885	11,21056
7	0,970296	0,241922	20,07724	6,6266	81,4176	19,85242	2,99614	15,58235
9	0,951056	0,309017	19,95747	5,21846	79,1521	19,60083	3,756054	19,84793
11	0,927184	0,374607	19,81083	4,33663	77,0149	19,30424	4,45144	23,9851
13	0,898794	0,438711	19,63923	3,73822	75,0236	18,97213	5,075185	27,97638
15	0,866025	0,500000	19,44481	3,31022	73,1967	18,61399	5,623188	31,80929
17	0,829038	0,559193	19,22994	2,99289	71,5242	18,23879	6,094036	35,47576
19	0,788011	0,615661	18,99709	2,75170	70,0283	17,85463	6,488573	38,9717
21	0,743145	0,669130	18,74883	2,56534	68,7036	17,46854	6,80945	42,2964
23	0,694658	0,71934	18,48772	2,41999	67,5483	17,0864	7,06053	45,4516
25	0,642788	0,766044	18,21632	2,3063	66,5587	16,7129	7,246625	48,4413
26	0,615661	0,788011	18,07754	2,2592	66,1243	16,53058	7,31675	49,87565
28	0,559193	0,829038	17,79532	2,18177	65,3732	16,17661	7,41599	52,6274
30	0,500000	0,866025	17,5088	2,12248	64,7726	15,83886	7,46225	55,2274
32	0,438371	0,898794	17,22011	2,07938	64,3165	15,5188	7,46358	57,6835
34	0,374606	0,927184	16,93128	2,0501	63,9977	15,21744	7,42219	60,0023
36	0,309017	0,951056	16,64412	2,03312	63,8095	14,9342	7,34587	62,1905
38	0,241922	0,970296	16,36027	2,02738	63,7453	14,67249	7,23724	64,2547
40	0,173648	0,984808	16,08121	2,03217	63,7989	14,42886	7,09995	66,20112
42	0,104528	0,994522	15,80822	2,04407	63,9643	14,204	6,9388	68,03567
44	0,034899	0,999391	15,54244	2,07193	64,2361	13,999	6,75576	69,76388
46	-0,034899	0,999391	15,28483	2,10685	64,609	13,80835	6,5538	71,39097
48	-0,104528	0,994522	15,03621	2,15217	65,0782	13,6361	6,33602	72,92178
50	-0,173648	0,984807	14,7973	2,2085	65,6391	13,4798	6,10341	74,36088
52	-0,241922	0,970296	14,56862	2,2767	66,2874	13,33865	5,85885	75,71256
54	-0,309017	0,951056	14,3507	2,35804	67,0191	13,21175	5,60265	76,9809
56	-0,374606	0,927184	14,14386	2,45112	67,8302	13,0982	5,33727	78,1698
58	-0,438371	0,898794	13,9484	2,56711	68,71695	12,9972	5,06292	79,28305
60	-0,500000	0,866025	13,7646	2,69983	69,67567	12,90763	4,7809	80,32433
62	-0,559193	0,829037	13,5925	2,856	70,7027	12,82886	4,49192	81,29729
64	-0,615661	0,788011	13,43236	3,04051	71,79436	12,75995	4,19664	82,20564
66	-0,669131	0,743145	13,28413	3,26005	72,9469	12,70008	3,89568	83,05308
68	-0,71934	0,694658	13,1479	3,52374	74,1566	12,64842	3,58949	83,8434
70	-0,766044	0,642787	13,02364	3,84442	75,4195	12,60421	3,27857	84,5805
72	-0,809017	0,587785	12,91138	4,24072	76,7315	12,5667	2,96335	85,2685
74	-0,84805	0,52992	12,81108	4,74062	78,0885	12,53522	2,64421	85,9115
76	-0,882948	0,469472	12,7227	5,36818	79,486	12,50897	2,32158	86,51398
78	-0,913545	0,406736	12,6462	6,25687	80,9195	12,48773	1,99574	87,08047
80	-0,939692	0,34202	12,5816	7,479	82,3843	12,47060	1,667412	87,61572
82	-0,961262	0,275637	12,52876	9,31932	83,8754	12,45725	1,33671	88,1246
84	-0,978148	0,207911	12,4877	12,39563	85,3877	12,4473	1,00417	88,6123
86	-0,990268	0,139173	12,45843	18,56147	86,9162	12,4404	0,67022	89,0838
88	-0,997564	0,069756	12,44086	37,0848	88,4554	12,43634	0,335344	89,54464
90	-1	0	12,435	5	90	12,435	0	90

$\sin \psi = \frac{e - \cos 2\varphi}{1 - e \cos 2\varphi}$	$\psi_1 - \psi - 180$	$E(\psi_1, \theta)$	$E - E(\psi_1, \theta)$	$S_\varphi = \frac{a}{2} \sqrt{3e^2 + 1} \times [E - E(\psi_1, \theta)]$	$x = S_\varphi + P'$	$y = a(1 + e) - P$	α_1
-1	90°	1,490872	0	0	0	0	0
-0,999007	87,44693	1,450827	0,040045	0,354405	0,79946	0,00877	2°15'31"
-0,991088	82,34486	1,370887	0,119985	1,061888	2,38826	0,07842	6°45'33"
-0,975359	77,25444	1,290917	0,199954	1,76963	3,9515	0,21484	11°12'38"
-0,95204	72,183	1,210818	0,280054	2,47853	5,4747	0,41258	15°34'56"
-0,92145	67,13876	1,13077	0,3601	3,16606	6,9421	0,6642	19°50'52"
-0,88399	62,12783	1,05016	0,440712	3,90038	8,3518	0,96076	23°59'06"
-0,84016	57,15705	0,970425	0,52045	4,606043	9,6813	1,2929	27°58'35"
-0,790501	52,23242	0,890275	0,600597	5,31539	10,9386	1,651	31°48'33"
-0,735617	47,3594	0,810232	0,68064	6,023777	12,1178	2,0262	35°28'33"
-0,676141	42,54286	0,73038	0,760493	6,73049	13,2191	2,4104	38°58'18"
-0,612727	37,787	0,65083	0,840042	7,43152	14,241	2,7965	42°17'55"
-0,546034	33,09533	0,571684	0,919188	8,13497	15,1955	3,1786	45°27'06"
-0,476711	28,47082	0,49324	0,99763	8,82921	16,0758	3,5521	48°26'29"
-0,441263	26,1845	0,454	1,03687	9,17648	16,49323	3,7344	49°52'32"
-0,369175	21,6648	0,37638	1,11449	9,86343	17,27942	4,0884	52°16'14"
-0,295988	17,21677	0,29962	1,19125	10,54277	18,00502	4,4261	55°13'39"
-0,22251	12,84127	0,22376	1,26711	11,21414	18,67772	4,7462	57°41'01"
-0,148475	8,53857	0,14892	1,34195	11,87649	19,29867	5,0475	60°00'08"
-0,075126	4,30848	0,07518	1,41569	12,5291	19,87497	5,3308	62°11'26"
-0,002624	0,15037	0,00262	1,48825	13,17127	20,4085	5,5925	64°15'17"
0,068656	-3,9368	-0,0687	1,55957	13,80246	20,9024	5,8361	66°12'04"
0,138385	-7,9544	-0,13874	1,62961	14,42233	21,36113	6,0604	68°02'08"
0,206274	-11,9041	-0,20749	1,69836	15,03078	21,78654	6,2660	69°45'50"
0,271875	-15,7759	-0,27467	1,76554	15,62533	22,17912	6,4561	71°23'28"
0,335579	-19,60773	-0,34094	1,83181	16,21183	22,54785	6,6289	72°55'26"
0,396607	-23,36622	-0,40566	1,89653	16,78162	22,88803	6,7852	74°21'39"
0,455013	-27,0658	-0,46907	1,95994	17,34581	23,20466	6,9263	75°42'45"
0,51068	-30,70909	-0,53119	2,02206	17,89558	23,49823	7,0532	76°58'51"
0,56351	-34,2989	-0,59205	2,08292	18,4342	23,77147	7,1668	78°10'08"
0,61343	-37,83794	-0,65169	2,14256	18,96203	24,02495	7,2679	79°16'59"
0,660385	-41,32924	-0,71014	2,20101	19,47932	24,26022	7,3574	80°19'28"
0,704333	-44,7757	-0,76749	2,25836	19,98688	24,4788	7,4361	81°17'50"
0,745247	-48,1803	-0,82377	2,31421	20,4814	24,67807	7,505	82°12'20"
0,783108	-51,546	-0,87904	2,36991	20,9741	24,8698	7,5649	83°03'11"
0,817908	-54,87595	-0,93389	2,42126	21,45512	25,0446	7,6166	83°50'30"
0,849644	-58,17303	-0,98688	2,47775	21,92852	25,20709	7,6608	84°34'50"
0,87832	-61,4403	-1,03956	2,53043	22,39174	25,3581	7,6983	85°16'07"
0,90394	-64,6808	-1,09154	2,58241	22,85478	25,499	7,7298	85°54'41"
0,926513	-67,89755	-1,14288	2,63375	23,30914	25,63073	7,756	86°30'50"
0,94605	-71,0935	-1,19364	2,68451	23,75838	25,75412	7,7773	87°04'50"
0,962558	-74,2817	-1,24409	2,73496	24,2049	25,8723	7,7944	87°36'57"
0,97605	-77,43536	-1,29381	2,78468	24,6449	25,9816	7,8077	88°07'29"
0,986534	-80,58665	-1,34337	2,83424	25,0835	26,0877	7,8177	88°36'44"
0,99402	-83,7294	-1,39267	2,88354	25,51983	26,19	7,8246	89°05'02"
0,998505	-86,8664	-1,44181	2,93268	25,9547	26,29	7,8287	89°32'41"
1	-90	-1,49087	2,98174	26,389	26,389	7,83	90°

ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Параметры	№ формулы в тексте	в общем виде при $z_1 = z_2 = z$	Расчетная формула для пугевых колес с $\gamma_{ц}$, равным единице	для колес, корригированных по предлагаемой системе ($\xi_e = 1$)
Диаметр делительной окружности	20	$d_1 = mz$		
Диаметр начальной окружности	199	$d = A_1$	$d = d_1 = mz$	$d = m(z + 1)$
Диаметр основной окружности		$d_o = mz \cos \alpha_o$		
Основной шаг		$t_o = m\pi \cos \alpha_o$		
Угол зацепления передачи	33	$\alpha = \arccos \frac{A_o}{A_1} \cos \alpha_o$	$\alpha = \alpha_o$	$\alpha = \arccos 0,9397 \frac{z}{z+1}$
Толщина зуба по начальной окружности		$s_H = \frac{m \cos \alpha_o}{\cos \alpha} \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}$	$s_H = \frac{m\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}$	$s_H = m \frac{z+1}{z} \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2}$
Угол дуги зуба по начальной окружности		$\varphi = \frac{s_H}{r} = \frac{1}{r} \left(\frac{m \cos \alpha_o}{\cos \alpha} \frac{\pi}{2} - \frac{\Delta s}{2} \right)$	$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{mz}$	$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{m(z+1)}$
Толщина зуба по зубомеру		$s = d \sin \frac{\varphi}{2}$	$s = d \sin \left(\frac{\pi}{2z} - \frac{\Delta s}{2mz} \right)$	$s = d \sin \left[\frac{\pi}{2z} - \frac{\Delta s}{2m(z+1)} \right]$

Высота зуба по зубомеру	17, 18	$h' = h + r \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right)$	
Размер блока		$M = n_1 \cdot t_0 + r_0 (\varphi + 2 \operatorname{inv} \alpha) = m \cos \alpha_0 \left[\pi \cdot n_1 + z \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right]$	
Угол вершины эвольвенты	6a	$\gamma_e = \arccos \frac{d_0}{D_e}$ $z (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) - \frac{\Delta s}{2m} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}$	$\gamma_e = \arccos \frac{z \cos \alpha_0}{z + 2}$ $z (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0) - \frac{\Delta s}{2m} \frac{z}{z + 1}$
Коэффициент продольного смещения	31	$\xi = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_0}{2m \cos \alpha_0}$	$\xi = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_0}{2m \cos \alpha_0}$
Коэффициент восприняемого смещения	37	$\xi_B = \frac{1}{m} (A_1 - A_0) = \frac{d - d_1}{m} = z \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)$ $\xi_y = \xi_c - \xi_n$	$\xi_B = 1$
Коэффициент уравнительного смещения	40	$D_e = d + 2h$	$D_e = m(z + 3)$
Диаметр окружностей головок	41	$D_e = m(z + 2\chi_n + 2\xi - 2\xi_y)$	
Высота зуба полн	42	$H = m(2\chi_n + \chi_c - \xi_y)$	$H = 2,2m$
Коэффициент высоты головки зуба шестерни	200a 200б	$f = \chi_n - \left(\xi - \frac{\xi_B}{2} \right)$	$f = 1; \chi_n = 1 + (\xi - 0,5)$

Параметры	№ формулы в тексте	Расчетная формула	
		в общем виде при $z_1 = z_2 = z$	для нулевых колес с $\chi_{\text{н}}$ равным единице для колес, скорректированных по предлагаемой системе ($\xi_e = 1$)
Диаметр окружности впадин		$D_i = D_e - 2H$	$D_i = m(z + 2\xi - 2,5)$
Толщина зуба у вершины		$s_e = D_e \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \gamma_e \right)$	
Расстояние от оси колеса до центра ролика, расположенного во впадине	13 14	$r_1 = \frac{r \cos \alpha}{\cos \alpha_2}$	где $\text{inv } \alpha_2 = \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha + \frac{r_p}{r_o} - \frac{\pi}{z}$
То же для колес с внутренним зацеплением	15 16		$\text{inv } \alpha_2 = \frac{\pi}{z} - \frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha - \frac{r_p}{r_o}$
Площадь зуба до основной окружности	7	$S_z = r_o^2 \left[\frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right] + R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha + \text{inv } \gamma_e \right)$	
Площадь зуба полная (до окружности впадин)	8	$S'_z = r_o^2 \frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} + R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \gamma_e \right) - R_i^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right)$	
Площадь впадины до основной окружности	9	$S_w = R_e^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_e - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right] - r_o^2 \left[\frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} + \frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right]$	
Площадь впадины полная	10	$S'_w = R_e^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv } \gamma_e - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right] - r_o^2 \frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} - R_i^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv } \alpha \right) \right]$	
Минимальный зацепленный (полный) объем	82	$v'_{\text{min}} = 2b \left\{ r_o^2 \left[\frac{\pi}{z} \left(\text{tg}^2 \alpha + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{(\gamma_e + \text{inv } \gamma_e)^3}{3} \right] - \right.$	

43	Коэффициент перекрытия	$\varepsilon = \frac{2\sqrt{R_e^2 - r_0^2} - A_1 \sin \alpha}{t_0}$	$-R_e^2 \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \varphi_e \right) - R_i^2 \left[\frac{\pi}{z} - \left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right]$
46, 54	Коэффициент скольжения ножек	$\lambda_1 = \frac{2x}{r \sin \alpha - x} \quad \lambda_{2B} = \frac{1}{\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{2\pi\varepsilon} - 0,5}$	
47, 53	Коэффициент скольжения головок	$\lambda_2 = \frac{2x}{r \sin \alpha + x} \quad \lambda_{1B} = \frac{1}{\frac{z \operatorname{tg} \alpha}{2\pi\varepsilon} + 0,5}$	
201	Предварительное определение модуля по заданной прозрачности	$m = (0,24 + 0,44) \sqrt{Q_1}$	
75, 76	Теоретическая производительность (формула приближенная)	$Q_\tau = 2\pi b n (R_e^2 - R^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0)$	$Q_\tau = 2\pi b n m^2 (z + 1 - \sin^2 \alpha_0)$
73	Теоретическая производительность (формула точная основная)	$Q_\tau = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right)$	$Q_\tau = 2\pi b n m^2 \left(z + 2 - k \frac{t_0^2}{12} \right)$
89	Теоретическая производительность (с использованием заштрихованного объема)	$Q_{II} = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right)$ где $k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2$	$Q_\tau = 2\pi b n m^2 \left(z + 1 - \frac{t_0^2}{12} \right)$ $Q_\tau = 2\pi b n m^2 \left(z + 2 - \frac{t_0^2}{12} \right)$

Параметры	№ формулы в тексте	в общем виде при $z_1 = z_2 = z$	Расчетная формула для нулевых колес с χ_d , равным единице для колес, корригированных по предлагаемой системе ($\xi_e = 1$)
Теоретическая производительность насоса, состоящего из шестерен различных диаметров внешнего (+) и внутреннего (-) зацепления	97, 101 95, 96, 99	$Q_T = \pi b n_1 \left[4r_1 h + \left(1 \pm \frac{r_1}{r_2} \right) \left(h^2 - k_p \frac{t_0^2}{3} \right) \right]$ $k_p = 1 + 3 \left(\frac{l_1}{t_0} \right)^2 - 3 \left(\frac{l_1}{t_0} \right); \quad l_1 = \pm \sqrt{R_{e2}^2 - r_{o2}^2} \mp \sqrt{r_2^2 - r_{o2}^2}$	
Теоретическая производительность насоса с косозубыми шестернями при $\beta_d = \arctg \frac{t_e}{b \cos \alpha_o} \times (\epsilon_s - 1)$	108, 109	$Q_K = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - k_{\text{кос}} \frac{t_0^2}{12} \right); \quad k_{\text{кос}} = \epsilon_s^2 - 2\epsilon_s + 2$	
Пульсация расхода	119, 120	$\sigma_1 = \frac{(q_x)_{\max} - (q_x)_{\min}}{(q_x)_{\max}} = \frac{t_0^2}{4(2rh + h^2)}$	$\sigma_1 = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_o}{4(z+2)}$
Пульсация расхода для двухроторного насоса		$\sigma_1 = \frac{t_0^2}{16(2rh + h^2)}$	$\sigma_1 = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha_o}{16(z+2)}$

89а

Объем жидкости, вытесняемый из за- щемленного объема через разгрузочную канавку

$$q_R = \frac{b}{r_0} \frac{t_0^3}{4} (\epsilon - 1)^2 = \frac{2\pi b}{z} t_0^2 (\epsilon - 1)^2$$

86

Максимальная по- дача жидкости из за- щемленного объема (в момент его обра- зования)

$$\left(\frac{dq_{x1}}{dt} \right)_{\max} = \omega b t_0^2 (\epsilon - 1)$$

166

Размеры разгру- зочной канавки (если канавка сделана на одном торце, размер у должен быть уд- воен)

$$y = 3 \cdot 10^{-5} b n m (\epsilon - 1)$$

167

Высота скоса на рабочей стороне зу- ба ведомой шестер- ни

$$a = R_e - \frac{1}{2} \left(\sqrt{r_0^2 + \left(r \sin \alpha + \frac{t_0}{2} \right)^2} + \sqrt{r_0^2 + \left[r \sin \alpha + t_0 \left(1 - \frac{\epsilon}{2} \right) \right]^2} \right)$$

171, 172

Величина площади, к которой необходи- мо подводить давле- ние изгнетания для поджатия подпятни- ка

$$S_{\pi} = \frac{1}{2} \left(\psi + \frac{z_0}{2} \right) \left(R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right) \quad \text{или} \quad S_{\pi} = \frac{\pi}{2} \left(R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \right)$$

185

Смещение центра тяжести указанной площади по оси Y к зоне нагне- тания

$$y = A \frac{R_e^3 - \frac{R_i^3 - r_2^3}{3 \ln \frac{R_i}{r_2}}}{R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}}}$$

для приближенных расчетов $A = 0,3$

Расчетная формула

Параметры	№ формулы в тексте	в общем виде при $z_1 = z_2 = z$	для нулевых колес с χ_d , равным единице	для колес, скорректированных по предлагаемой системе ($\xi_e = 1$)
Площадь поджатия для i -го сектора при «следящем» поджиме	191	$S_x = \frac{\varphi_c}{2} \left[R_e^2 - \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{вс}}{p_{натг i}} \right) - r_2^2 \frac{p_{вс}}{p_{натг i}} \right]$		
Радиус поджатия при «следящем» поджиме для схемы (б)	193, 194	$r_x^2 = \frac{R_i^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{R_i}{r_2}} \left(1 - \frac{p_{вс}}{p_{натг i}} \right) + \frac{p_{вс}}{p_{натг i}} r_2^2; \quad r_x^2 = \frac{0,45 (R_i^2 - r_2^2)}{\ln \frac{R_i}{r_2}} + 0,1 r_2^2$	Приближено	
Радиус поджатия при «следящем» поджиме для схемы (в)	197	$r_x = d_0 + \sqrt{d_0^2 + \left(\varphi_c + \frac{d_0 - h_1}{R_e} \right) \left\{ \varphi_c \left[\frac{0,45 (R_i^2 - r_2^2)}{\ln \frac{R_i}{r_2}} + 0,1 r_2^2 \right] - R_e (d_0 + h_1) \right\}}$	$\varphi_c + \frac{d_0 - h_1}{R_e}$	
Объемный к. п. д. насоса	123	$\eta_v = \frac{Q_d}{Q_r} = 1 - \frac{q_{ут} + q_{вс}}{q_r}$		
Механический к. п. д. насоса	148	$\eta_m = \frac{N}{N_{пр}} = \frac{1}{2 - \eta_m' + \frac{2\pi}{q_r p} M_n}$	η_m'	принимая равным 0,85

149	Полный к. п. д. насоса	$\eta = \eta_v \eta_m = \frac{1 - \frac{q_{yt} + q_{vc}}{q_T}}{2 - \eta'_m + \frac{2\pi}{q_T p} M_n}$
140	Средний крутящий момент насоса (геометрический)	$M_{cp} = pb \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right)$
145	Крутящий момент на приводном валу	$M_{пр} = \frac{pq_T}{2\pi} (2 - \eta'_m) + M_n$
150	Усилие, передаваемое на зуб ведомой шестерни (на обе опоры)	$P = 0,85 pbDe$
163	Прогиб цапфы	$Y = \frac{Pa}{48E} \left[\frac{3a^2}{J_1} + \frac{12c(a+c)}{J_2} + \frac{2b(3a+6c+b)}{J_3} \right]$
213	Запас прочности рессоры при расчете на усталостное кручение	а) для средней части рессоры (гладкая цилиндрическая поверхность) $n_s = \frac{\tau_s}{\tau_m} \frac{1}{1 + 1,4 \frac{1-r_n}{1+r_n}}$
212		б) для сечения, проходящего через шлицы (при малом радиусе перехода) $n_s = \frac{\tau_s}{\tau_m} \cdot \frac{1}{1 + 2,8 \frac{1-r_n}{1+r_n}}$
216	Напряжение в стенках корпуса	$\sigma = p_{нагн} \frac{D_k^2 + D_e^2}{D_k^2 - D_e^2}$

Параметры	№ формулы в тексте	Расчетная формула	
		в общем виде при $z_1 = z_2 = z$	для нулевых колес с χ_d равным единице для колес, скорректированных по предлагаемой системе ($\varepsilon_e = 1$)
Коэффициент контактных напряжений	56	$C_k = \frac{2M_1 K(i+1)}{b d_A^2 i \varphi_k}$	
Кавитационный запас	132	$\Delta p_{кав} = p_n \mp z h \gamma - P_{\xi} - p_l - p_l - \gamma m^2 n^2 \left[12,4(z-0,2) + \frac{5,6 b^2 m^2}{F_{bc}^2} (z+0,2)^2 \right] \cdot 10^{-8}$	
Перепад давления на подкачивающем насосе	135	$\Delta p_{п.н} = p_l + p_{\xi} - p_H + 0,3 + \gamma m^2 n^2 \left[12,4(z-0,2) + \frac{5,6 b^2 m^2}{F_{bc}^2} (z+0,2)^2 \right] \cdot 10^{-8}$	
Минимальный размер дуги камеры всасывания, необходимый из условия заполнения впадин	198	$s \geq \frac{0,23 \pi m D_e}{\sqrt{\frac{p_{sc} - p_j}{\gamma} \cdot 2g}}$	
Температура нагрева рабочей жидкости при большом перепуске на линию всасывания	164	$\Delta t = \frac{10^{-2}}{427 \gamma c} \left\{ p \left[\frac{q_{\tau}}{q_{отв}} (2 - \eta'_m) - 1 \right] + \frac{2\pi}{q_{отв}} M_n \right\}$	
Обороты гидромотора	221	$n_{\tau,м} = n_H \frac{q_{\tau,н}}{q_{\tau,м}}$	
Крутящий момент на выходном валу гидромотора	224 225	$M_{эф} = 0,1592 q_{\tau} \Delta p \eta_m = \Delta p b \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_o^2}{12} \right) \eta_m$	
к. п. д. гидромотора	230	$\eta_{гм} = \frac{\eta'_m - \frac{2\pi}{q_{\tau} \Delta p} M_n}{1 + \frac{1}{q_{\tau} n_m} (Q_{ут} + Q_{вс})}$	

Уравнение центроиды овального колеса в полярных координатах

233

$$r = \frac{a(1-e^2)}{1-e \cos 2\varphi}, \text{ где } e - \text{отношение разности полуосей центроиды к их сумме}$$

Площадь, ограниченная центроидой

Теоретическая производительность овальных колес

235

$$S_{\Pi} = \pi a^2 \sqrt{1-e^2} \quad e \leq \frac{1}{3}; \text{ обычно принимается } e = 0,25$$

236

$$Q_{\tau} = 2\pi b n \{ [a(1+e) + m]^2 - a^2 \sqrt{1-e^2} \}$$

Полная длина центроиды

246

$$s_{\Pi} = 4a \sqrt{3e^2+1} \cdot E_{\Pi}; \quad E_{\Pi} - \text{полный эллиптический интеграл второго рода при "модуле"}$$

$$k = \frac{2e}{\sqrt{3e^2+1}}$$

Длина дуги центроиды от θ до φ_1

244

$$s_{\varphi} = \frac{a}{2} \sqrt{3e^2+1} [E_{\Pi} - E(\psi_1; \theta)],$$

где
$$E(\psi_1; \theta) = \int_0^{\psi_1} \sqrt{1-K^2 \sin^2 \psi} d\psi_1 - \text{эллиптический интеграл второго рода}$$

с тем же "модулем"

$$k = \sin \theta = \frac{2e}{\sqrt{3e^2+1}}; \quad \sin \psi = \frac{e - \cos 2\varphi}{1 - e \cos 2\varphi}; \quad \psi_1 = \psi - 180$$

Угол между касательной к центроиде в точке (r, φ) и радиусом-вектором

245

$$\mu = \arctg \frac{1 - e \cos 2\varphi}{2e \sin 2\varphi}$$

Перемещения инструмента

239

$$x = s_{\varphi} + r \cos \mu$$

Перемещения инструмента

238

$$y = a(1+e) - r \sin \mu$$

$$\alpha_1 = 90^\circ - \mu + \varphi \quad (\text{при } \alpha_1 \leq 90^\circ)$$

237

ЗНАЧЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ФУНКЦИИ $\varphi = \operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

α°	Часть чисел для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	0,000	00177	00225	00281	00346	00420	00504	00599	00704	00821	00950	01092	01248
2	0,000	01418	01603	01804	02020	02253	02503	02771	03058	03364	03689	04035	04402
3	0,000	04790	05201	05634	06091	06573	07079	07610	08167	08751	09362	10000	10668
4	0,000	11364	12090	12847	13634	14453	15305	16189	17107	18059	19045	20067	21125
5	0,000	22220	23352	24522	25731	26978	28266	29594	30963	32374	33827	35324	36864
6	0,00	03845	04008	04175	04347	04524	04706	04892	05083	05280	05481	05687	05898
7	0,00	06115	06337	06564	06797	07035	07279	07528	07783	08044	08310	08582	08861
8	0,00	09145	09435	09732	10034	10343	10659	10980	11308	11643	11984	12332	12687
9	0,00	13048	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492
10	0,00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28616	29241	29875	30518
12	0,00	31171	31832	32504	33185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56426	57417	58420	59434	60460
15	0,00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132

21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26539	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36796	37165	37537	37910
27	0,0	38287	38665	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0,	99822	99899	99977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0,	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0,	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16155	16270	16386	16502	16619
42	0,	16737	16855	16974	17093	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0,	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0,	19774	19910	20047	20185	20323	20464	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0,	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112

α°	Часть чисел для всей строки	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
46	0,	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0,	23206	23374	23543	23713	23883	24055	24228	24401	24576	24752	24929	25107
48	0,	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0,	20516	20706	20903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	0,	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0,	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0,	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0,	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0,	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0,	46822	47119	47419	47720	48023	48328	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0,	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52805	53141	53478	53817	54159
57	0,	54503	54849	55197	55547	55900	56255	56612	56972	57333	57698	58064	58433
58	0,	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61863	62257	62653	63052
59	0,	63454	63858	64265	64674	65086	65501	65919	66340	66763	67189	67618	68050

Примечание. Таблица значений $\varphi = \text{inv } \alpha$ позволяет находить φ по α и обратно—решать уравнение $\text{tg } \alpha = z$, в котором φ дано, а α неизвестно.

Найденное значение в градусах и минутах можно перевести в радианы.

Примеры.

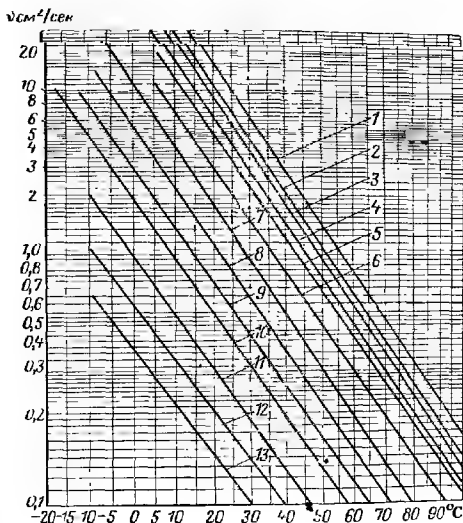
$$1) \text{ inv } 27^\circ 15' = 0,039432, \text{ inv } 27^\circ 17' = 0,039432 + \frac{2}{5} \cdot 0,000387 = 0,039432 + 0,000155 = 0,039587.$$

$$2) \text{ inv } \alpha = 0,0060460; \text{ по таблице } \alpha = 14^\circ 55' \text{ (линейная интерполяция).}$$

Если значение $\text{inv } \alpha$ не находится в таблице, то, найдя ближайшее меньшее значение, вычисляют поправку (линейной интерполяцией).

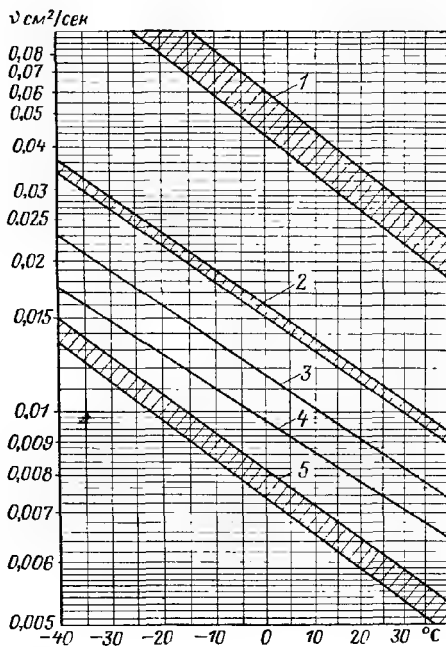
Эвольвентная функция употребляется при расчете зуба в эвольвентном зацеплении.

ВЯЗКОСТЬ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ МАСЕЛ И НЕФТЕПРОДУКТОВ



Фиг. 88. График, характеризующий вязкость отечественных масел.

1—автомобильное 18 селективной очистки, 2—летнее для быстроходных дизелей, 3—цилиндровое, 4—автомобильное 10 селективной очистки, 5—моторное Т, 6—моторное М, 7—машинное Л, 8—турбинное, 9—сепараторное, 10—веретенное, 11—трансформаторное, 12—соларное П, 13—велосипедное.



Фиг 89. График, характеризующий вязкость отечественных нефтепродуктов

1—керосин, 2—лигроин бакинский, 3—лигроин грозненский, 4—крекинг-бензин бакинский, 5—бензин авиационный грозненский.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т. М., Гидравлические приводы и агрегаты металлорежущих станков, Машгиз, 1936.
2. Башта Т. М., Самолетные гидравлические приводы и агрегаты, Оборонгиз, 1960.
3. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Подшипники качения, Машгиз, 1954.
4. Гавриленко В. А., Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач, ГНТИ, 1949.
5. Гавриленко В. А., Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача, Машгиз, 1956.
6. Ермаков В. В., Основы расчета гидропривода, Машгиз, 1951.
7. Иванов А. В., Лаблайкс В. К., Безруков А. Ф., Параметрический ряд гидродвигателей и насосов, «Горные машины и автоматика», М., 1961, № 1.
8. Литвин Ф., Некруглые зубчатые колеса, Машгиз, 1956.
9. Осипов А. Ф., Исследование вопросов обеспечения устойчивой работы шестеренных насосов и моторов на высоких давлениях, Диссертация, МАИ, 1953.
10. Петрусович А. И., Динамические нагрузки на зубья прямозубых колес. Сб. статей Института Машиноведения АН СССР, 1942.
11. Петрусович А. И., Зубчатые и червячные передачи, ЭСМ, т. 2, 1948.
12. Прокофьев В. Н., Роторные насосы, «Энциклопедический справочник машиностроителя», т. 12, Машгиз, 1948.
13. Рыбкин Е. А., Усов А. А., Шестеренные насосы для металлорежущих станков, Машгиз, 1960.
14. Серенсен С. В., Тетельбаум И. М., Пригоровский Н. И., Динамическая прочность в машиностроении, Машгиз, 1956.
15. Френкель Н. З., Гидравлика, Машгиз, 1950.
16. Хаймович Е. М., Гидроприводы и гидроавтоматика станков, Машгиз, 1959.
17. Amman R., Zahradpumpen mit Evolventverzahnung, Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule (München) Heft 1, 1926.
18. Atkinson R., The Gear Pumps, „Hydraulic Power Transmission“, vol. 3, 1957, No. 27.
19. Buckingham, „Spur Gears“, 1928.
20. Erichson W. B., Displacement Correction Factor for Rotary Gear Pumps, „Product Engineering“, vol. 17, 1946, No. 6.
21. Fitzgibbon T. E., Spur Gear Rotary Pump Design „Product Engineering“, 1951, No. 1, 3.
22. Gundelach R., Pumpen für hydraulischen gesteuerte Werkzeugmaschinen „Technische Rundschau“, 1950, Nr. 20 22.
23. Maine E. A., Theoretical Capacity of Gear Pumps and Motors „Product Engineering“, vol. XXVIII, 1956, No. 11.
24. Pigott R., Some Characteristics of Rotary Pumps in Aviation Service „Trans. ASME“, vol. 66, 1944.
25. Unna H. L., Inere Verluste in Zahradpumpen „Hydraulik und Pneumatik Technik“, 1957, Nr. 4.

26. Wilson W. E., Performance Criteria for Positive Displacement Pumps and Fluid Motors „Trans ASME“, vol. 71, Febr., 1949.
27. „Product Engineering“, vol. 26, 1955, Nr. 4, pp. 264—265.
28. Сборник научных трудов. Вопросы надежности гидравлических систем. Выпуск II, Киевский Институт Гражданского Воздушного Флота, 1961.
29. Труды отраслевого совещания по вопросам состояния и перспектив применения объемных гидравлических приводов, НАТИ, 1960.
30. Минин В. А., К расчету всасывающих качеств шестеренчатых насосов; Прокофьев В. Н., Гидравлические передачи и пути их развития, кн. «Передачи в машиностроении», Изд. АН СССР, 1953.
31. Климов П. М., Прочность азотированных зубчатых передач, сб. I «Проблемы качества и прочности зубчатых передач», ЦБТИ, М., 1961.
32. Юрьев С. Ф., Азотирование стали и его применение в автотракторостроении, ОНТИ, 1938.
33. Гавриленко В. А., Некоторые геометрические аспекты зубчатых передач, повышающие нагрузочную способность зубьев, сб. II «Проблемы качества и прочности зубчатых передач», ЦБТИ, М., 1961.
34. Бнхем Т. Е., Шестеренчатые насосы высокого давления, «Британская промышленность и техника», 1946, № 4.
35. Меньшиков Н. М., К расчету зубчатых насосов. «Советское котло-турбостроение», 1938, № 12.
36. Сегал Б. И. и Семендяев К. А., Пятизначные математические таблицы, Изд. АН СССР, М.—Л., 1950.
37. Осипов А. Ф., О долговечности шестеренных насосов высокого давления, «Вестник машиностроения», 1962, № 6.
38. Кудрявцев В. Н., Зубчатые передачи, Машгиз, 1957.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Условные обозначения	5
Введение	7
Глава I. Теория эвольвентного зацепления	9
§ 1. Свойства эвольвентного профиля	9
§ 2. Основные параметры зубчатого зацепления	19
§ 3. Коррекция зацепления	23
§ 4. Коэффициенты, характеризующие зубчатую передачу	30
§ 5. Типы передач, применяемых в насосах, и их особенности	38
Глава II. Некоторые вопросы теории шестеренных насосов	41
§ 1. Вывод формул для определения теоретической производительности шестеренного насоса ($z=z_1=z_2$)	41
§ 2. Пульсация потока жидкости	64
§ 3. Объемные потери в шестеренных насосах	68
§ 4. Кавитация	71
§ 5. Определение величины теоретического крутящего момента	79
§ 6. Механический и общий к. п. д. шестеренного насоса	81
§ 7. Определение опорных реакций осей шестерен	86
§ 8. Вывод формулы для определения прогиба цапфы шестерни	97
§ 9. Расчет нагрева рабочей жидкости насоса	99
Глава III. Обоснование некоторых конструктивных мер для улучшения качественных показателей работы насоса	102
§ 1. Методы устранения вредного влияния забираемой во впадинах зубьев жидкости	102
§ 2. Методы повышения объемного к. п. д.	109
§ 3. Меры повышения кавитационного запаса	127
§ 4. Меры по увеличению прочности качающего узла насоса	129
Глава IV. Проектирование и расчет шестеренных насосов	132
§ 1. Выбор основных конструктивных параметров насоса	132
§ 2. Расчет на прочность элементов конструкции насоса	147
§ 3. Проверка кавитационного запаса насоса	171
Глава V. Теория шестеренного гидравлического двигателя	172
§ 1. Число оборотов и момент гидравлического мотора	172
§ 2. К. п. д. гидромотора	176
Глава VI. Теория шестеренного насоса с некруглыми (овальными) колесами и с эвольвентным профилем зуба	179
Глава VII. Некоторые конструктивные и экспериментальные данные по качающим узлам шестеренных насосов	186
	235

	Стр.
§ 1. Сравнение существующих расчетных формул с предлагаемой основной формулой и с экспериментальными данными	186
§ 2. Экспериментальные данные о влиянии различных факторов на объемный к. п. д. насоса	191
§ 3. Экспериментальные данные по качающим узлам	193
§ 4. Экспериментальные данные по гидромоторам	197
<i>Приложения.</i>	
1. Примеры расчета шестеренных насосов	206
2. Формулы для расчета шестеренного насоса	218
3. Значения эвольвентной функции $\varphi = \text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha$	228
4. Вязкость отечественных масел и нефтепродуктов	231
<i>Литература</i>	233

Ефрем Маркович Юдин

ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

Редактор *К. И. Григораш*

Техн. ред. *Н. Н. Скотникова*

T-02363

Подписано в печать 19/11 1964 г.

Учетно-изд. л. 12,58

Формат бумаги $60 \times 90^{1/16} = 7,38$ бум. л. — 14,75 печ. л.

Цена 73 коп. Тираж 7500 экз. Тем. план Оборонгиза 1963 г. № 53. Заказ 1320/1786

Московская типография № 26 «Главполиграфпрома»
Государственного комитета Совета Министров СССР по печати
Ул. Чернышевского, 9

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
34	Формула (50)	$\frac{1}{r \sin \alpha - 0,5}$	$\frac{1}{\frac{r}{l} \sin \alpha - 0,5}$
53	13 сверху	$t = \frac{60 (\varepsilon - 1)}{nz^2}$	$t = \frac{60 (\varepsilon - 1)}{nz \cdot 2}$
62	2 снизу	$-\frac{t_0^2}{12}$	$-\frac{t_0^3}{12}$
85	Формула (147)	$+\frac{2\pi}{q_{\tau}} M_n$	$+\frac{2\pi}{q_{\tau p}} M_n$
103	2 снизу	равном $t_0/\cos \alpha$	равном $t_0/2 \cos \alpha$
105	5 сверху	$\frac{l-t}{2}$	$\frac{l-t_0}{2}$
119	2 сверху	$\left(\frac{\psi}{2} + \theta\right)\right]$	$\left(\frac{\psi}{2} - \theta\right)\right]$
182	Формула (241) 1 снизу в знаменателе	$(1-u^2)(1-k^2u^2)$	$\sqrt{(1-u^2)(1-k^2u^2)}$
186	12 сверху	$0,12S_z zbn$	$0,12S_w zbn$
220	Формула (7)	$\left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \gamma_e\right)$	$\left(\frac{\varphi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e\right)$
221	Формулы (75, 76) колонка 3 колонка 5	$(R_e^2 - R^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0)$ $(z + 1 - \sin^2 \alpha_0)$	$(R_e^2 - r^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0)$ $(z + 1 + \sin^2 \alpha_0)$
223	Формула (89a)	$= \frac{2\pi b}{z} t_0^2 (\varepsilon - 1)^2$	$= \frac{\pi b}{2z} t_0^2 (\varepsilon - 1)^2$